**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**UNIVERSITÉ Dr. YAHIA FARES MÉDÉA**

**FACULTÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNIQUES**

**DÉPARTEMENT DU GÉNIE DE LA MATIÈRE**

## Mémoire de Projet de Fin d'Etude

**En vue de l'obtention du diplôme Master en Génie Climatique**

**Option : Énergie et Froid Industriel**

# Thème

# Modélisation simplifiée des écoulements d`air dans un véhicule frigorifique

**Préparé par :**

AMOUR Abdelkader

LAMIRI Hamza

**Proposé et dirigé par :**

ZIRARI Mounir

**Promotion** (2011-2012)

# Remerciements

Nous remercions notre dieu tout puissant de nous avoir permis et aider a accomplir ce travail en nous assurant l`atteinte de notre objectif et arriver a notre but.

Nous tenons a remercier particulièrement monsieur ZIRARI MOUNIR, notre promoteur pour ces conseils, son assistance, son suivi et son soutient pour mener a tenir nos différents travaux de notre mémoire de fin d`étude.

Nous témoignons de notre gratitude a l`ensemble des enseignants d`universitaire Dr. YAHIA-FARES de MEDEA, et en particulièrement les enseignants du département de Génie-mécanique.

Merci a tous ceux qui, a un moment ou un autre, nous ont apporte' leur savoir faire, en particulier TAHAR Souad.

Tous nos remercions vont a` monsieur les membres du jury qui nous ont honore' par leur présence et leur sens du devoir.

Amour Abdelkader

et

Lamiri hamza

# *Dédicace*

Je dédie ce travail

A ma très cher mère et mon marie, pour leurs soutient moral et financier et d`être la lumière de ma vie, qui m`ont toujours encouragé pour terminés mes etudes, en leur espérant une longue vie et que dieu les gardes.

- ❖ A mes très chers sœur et frères (Lamiri, boucharf, et Abed).
- ❖ A mon cher fils SOUHAIB, et ma très cher fille d'OAA et MOHAMED.
- ❖ A mes tantes et oncles.
- ❖ A toute ma famille de près ou de loin sans exception.
- ❖ A mes chers amis au participer a cette étude (amine, noureddine, Bilal, Abdelkader).
- ❖ A mes très chers amis de mon quartier.
- ❖ A tous mes amis de près ou de loin sans exception.
- ❖ A mes chers amis de l`université de Médéa.
- ❖ A mon promoteur Mr. ZIRARI MOUNIR.
- ❖ A toute la promotion de département de génie mécanique option génie climatique sans exception.

Lamiri hamza

# *Dédicace*

Je dédie ce travail

Ma défunte mère que le destin ne lui a pas permis de vivre cet instant tant souhaité et qui na pas pu voir ce que je suis devenue «Allah yarhameha».

A mon très cher père pour toute l`affection, tendresse et l`attention qu`ils mont témoignes et les sacrifices qu`ils ont bien voulu me consentir pour la réussite dans mes études.

- A mes très chers frères et très chers sœurs, khadoudja, Winam, Lina, Merouane, Razika.
- A toute la famille amour
- A tous mes amis de la promotion en particulier amine, Bilal, Noureddine, hamza.
- A notre promoteur Mr. ZIRARI MOUNIR.
- A mes tantes et oncles.
- A toute ma famille de près ou de loin sans exception.
- A mes très chers amis de mon quartier.
- A toute la promotion de département de génie mécanique option génie climatique sans exception.
- A mes très chers aimais **[S.R]**, Farid, riadh, moussa, Khaled, Assam, medjbar, Sofiane, Bilal, mouloud, Ali, Hamoud
- A mon binôme hamza.

Amour Abdelkader

# SOMMAIRE

I.1.Introduction générale……1

Chapitre I : Elément de construction……...5

I.1 Introduction…….....5

I.2. Les transports à l'ère préindustrielle…….5

I.2.1.La voie terrestre……..5

I.2.2. Les rivières, les fleuves, et la mer……6

I.3. Le transport et la révolution industrielle……...6

I.3.1.Les transports routiers…….....6

I.3.2. Les transports maritimes et fluviaux…….....8

I.4. Les transports Ferroviaires……...9

I.5.Le transport aérien……9

I.6. Engin frigorifique…….....10

I.7.Procèdes de production de froid……..11

I.7.1. Mélange réfrigérant……12

I.7.2.Détente d'un gaz comprimé ……12

I.8.Types de machine frigorifique …….....12

I.9.Présentation de circuit frigorifique élémentaire…….....13

I.10.Définition des quatre principaux organes du circuit frigorifique ……13

I.10.1. Compresseur……..14

I.10.2. Condenseur……14

I.10.3. Détendeur……..15

I.10.4. Evaporateur……15

I.10.5. Ventilateur…….....15

# SOMMAIRE

I.11.Les isolants thermiques…….....16

I.11.1.Les matériaux isolants……16

I.11.2.Les supers isolants……..17

I.11.3.Matériaux isolants et règles environnementales…….17

I.12.Caractérisation de l'isolation…….17

I.13.Caractérisation de l'isolation globale……18

I.13.1.La condition de transmission de chlorure globale……..18

I.13.2. Calcule conduction de transfert thermique……..18

I.13.3.Messire du confissions globale de transfère thermique K…….....19

I.14.Les fluides frigorigènes…….19

I.15.Caractéristique générale des fluides frigorigène ……...20

I.15.1. Rendement frigorifique…….....20

I.15.1.Constriction et type de compresseur……...20

I.15.2.Sécurité matérielle et personnelle……...20

I.16.Approvisionnement……20

I.17.Classification des installations de ventilation……20

I.18.Ventilation mécanique globale……..21

I.18.1. La ventilation simple flux par extraction seule …….21

I.18.2.La ventilation simple flux par soufflage seule……21

I.18.3.La ventilation double flux par soulage et reprise simultanée…….21

I.19.Ventilation mécanique ponctuelle…….22

I.20.Ventilation mécanique mixte…….....22

I.21.Ventilation mécanique contrôlée ……..22

# SOMMAIRE

I.22.Les batteries de refroidissent……23

I.22.1.Batteries à eau glacée……..23

I.22.2.Batteries à fluide frigorigène……..23

I.23.Les filtres……...23

I.23.1.Les filtres métalliques……25

I.23.2.Les filtres au charbon actif……25

I.23.3.Le filtre en fibres chargée électriquement……..26

I.23.4.Les filtres à bain d'huile……26

I.24.Les panneaux sandwich…….....28

I.25.La mousse extrudée……...29

I.26. Conclusion……30

Chapitre II: Modélisation mathématique……..31

II.1. Introduction…….....31

II.2. Modélisation de l`aération ……31

II.2.1. Équation de transport de la dynamique …….....32

II.2.2.L`équation de la continuité ……32

II.2.3.L`équation de Navier-stocks …….....33

II.2.4 La décomposition de Reynolds ……..34

II.2.5.traitement statistique des écoulements turbulents……...34

II.3.Les équations des mouvements moyennes …….....35

II.3. 1. Équation de continuité' des mouvements moyens .....36

II.3.2.Équation de Navier-stocks moyenne ……..36

II.3.3. équation de transport des tensions de Reynolds ……38

II.3.4. Équation de l`énergie cinétique fluctuante……39

II.3.5.Équation du taux de dissipation de l`énergie cinétique fluctuante ……40

II.4.Problème de fermeture des équations ……40

II.5. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence …….....41

II.5.1. Hypothèse de chou ……41

II.5.2.Hypothèse de viscosité' turbulente de bousines …….....41

II.5.3. hypothèse de longueur de mélange de Prandtl ……..41

II.5.4.Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov ……41

II.6.Les modèles de turbulence et leurs classifications ……41

II.6.1.Les modèles a viscosité' turbulence algébrique (modèle a zéro équation de transports) .....41

II.6.2. Les modèles a une équation de transport ……...42

II.6.3. le modèle k-ε et RNG (modele a deux équations de transport) ……42

II.6.4. le modèle v2-f : modèle a quatre équations ……...45

II.6.5. le modèle aux tensions de Reynolds (RSM) ……46

II.7. transmission de la chaleur…….51

II.7.2 : les différentes modes de transmission de chaleur ……52

II.7.2.1 : transmission de la chaleur par conduction ……52

II.7.2.2 : transmission de chaleur par convection …….52

II.7.2.3. Transmission de la chaleur par rayonnement …….53

II.7.3. modélisation du transfert de chaleur ……..53

II.7.3.1. L`équation générale de la conduction ……53

II.7.3.2 : les conditions aux limites ……..55
II.7.3.3 : leurs formulations mathématiques ……56

8. conclusion ……57
Chapitre III : solution numérique par discrétisation…….58

III.1.Introduction …….58

III.2. Les méthodes numérique ……58
III.2.1méthode des différences finies ……..58
III.2.2 méthode des éléments finis ……...58

III.2.3 méthode des volumes finis ……...59
III.3 choix de la méthode de déscretisation……59
III.4 generalisation de maillage…….……...……..60
III.5 descrétisation de l'equation de la chaleur en régime stationnaire et régime instationnaire.....62

III.5.1 cas unidimensionnelle……62
III.6.calcul de la conductivité aux interfaces……63

III.7 conditions aux limites..…….65

III.8 Discrétisation de l`équation de l`écoulement en régime générale de transport pour la variableØ stationnaire …….....67
III.9 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément finis ….....68

III.9.1 Bilan Thermique : Equation de chaleur……...…….……68
III.9.2 Forme discrétisée éléments finis …….……..69

III.9.3 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures ……..70

III.10 Représentation globale du champ de températures ……..…...….70

III.11 Schémas de discrétisation ……73

III.11.1 Schéma quick ……73

III.11.2. Linéarisation des termes sources ……74

III.12 Traitement du couplage vitesse-pression ……75

III.12.1 .Méthode PISO……76

III.13 L`algorithme TDMA ……78

III.9.Conclusion……**....82**

Chapitre IV : Résultats et discussion……83

IV.I. Introduction……83

IV.2 description du domaine d`application……...84

IV.3 Traitement des valeurs aux frontières ……..85

IV.4 conditions aux limites ……..86

IV.4.1 Section de sortie ……86

IV. 4.2 section d`entrée ……87

IV.4.3 paroi de la conduite ……...87

IV.4.4.1 lois de paroi standard ……89

IV.5 sous relaxation ……90

IV.6 Critère de convergence ……90

IV.7 Résultats de calculs et interprétation……..…….91

IV.7 conclusion generale……102

**Liste des figures**

**Figure(I.1) : circuit frigorifique…… ……..13**

**Figure .I.2 . Compresseur ……...14**

**Figure .I.2 .condenseur…….14**

**Figure .I.3 .Détendeur……...15**

**Figure .I.4. Évaporateur……...15**

**Figure(II.3) : la distribution du flux de chaleur…….53**

**Figure(II.3) : la distribution du flux de chaleur…….54**

**Figure(III.1) :face centré……..60**

**Figure (III.2) les nœuds centrés……...61**

**Figure III.3 le volume de contrôle centrés…….62**

**Figure III.4 le volume de contrôle centrés……64**

**Figure .III.3 Bilan thermique……69**

**Figure III.4 domaine plan descretisé en 12 élement relies par 15noeuds…70**

**Figure(IV.1) : dimension de la caisse……...84**

**Figure. IV.2 CHARGEMENT DES CAISSE…….....84**

**Figure (VI.3) : maillage de domaine de calcul……85**

**Figure. IV.5 maillage pré de la paroi……..89**

**Figure (IV.5) Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)…….91**

**Figure (IV.6) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)….92**

**Figure (IV.7) Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s) ……92**

**Figure (IV.8) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s)….93**

**Figure (IV.9) Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)……94**

**Figure (IV.10) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)…96**

**Figure (IV.11) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s)…96**

**Figure (IV.12) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)…96**

**Figure (IV.13) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)…97**

**Figure (IV.11) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)…98**

**Figure (IV.12) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)… 98**

**Figure (IV.13) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s)…99**

**Figure (IV.14) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)…99**

**Figure (IV.15) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)..100**

**Figure (IV.16) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s).100**

**Figure (IV.17) les graphes  Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s)101**

## Liste des tableaux

**Tableau .I. calcification du filtre par classes [9]…….....26**

**Tableau.2. résistance thermique superficielle d'une paroi…….....29**

**Tableau. II.1 Constantes du modèle k-$\varepsilon$……44**

**Tableau .II.2 Constantes du modèle RNG……45**

**Tableau .II.3 constantes du modèle v2-f……46**

**Tableau .II.3les écoulements du modèles RSM…….....48**

**Tableau (1.3) :Les constantes du modèle ASM……..…50**

**Tableau III.1 Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables……68**

**Tableau IV.1 :Les propriétés thermiques de viande à différent Tempé Rature…….....88**

**Tableau IV.2 Les propriétés thermiques d'acier à différent température...88**

**Tableau IV.3:Les propriétés thermiques de l`air à différent température..88**

# Nomenclature

| Notation | Signification | Unité |
|---|---|---|
| $a_e, a_w, a_n, a_s$ | Densité du flux totale a travers les faces e, w, n, s de Pression-gradient de vitesse | |
| $A_p, A_e, A_s, A_n, A_w$ | Coefficient dans le système d'équation algébrique discrétisées | |
| $C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ | Coefficient du mode k-$\varepsilon$ | |
| $C_s, C_1, C_2$ | Constantes du modèle RSM | |
| $C'_1, C'_2$ | Constantes du modèle ASM | |
| e, w, n, s | faces Est, Ouest, Nord et sud du volume de contrôle considéré | |
| $D_e, D_n, D_s, D_w$ | Flux diffusif a travers les faces e, n, s et w | |
| $F_e, F_n, F_s, F_w$ | Flux convectif a travers les faces e, n, s et w | |
| $J_X, J_Y$ | La densité de flux par convection et par diffusion | |
| D | Diffusivité massique moléculaire | $m^2/s$ |
| F | Distances équivalentes représente la proximité de surface solide | |
| K | énergie cinétique turbulente | J/Kg |
| $L_m$ | Longueur de mélange | m |
| T | Température | $°K$ |
| P | Pression instantanée | N/$m^2$ |
| p | Fluctuation de pression | N/$m^2$ |
| $\bar{P}$ | Pression moyenne | N/$m^2$ |
| $P_k$ | Production de l`énergie turbulente | |
| $S_\emptyset$ | Terme source | |
| t | temps | s |
| $\overline{R_{ij}}$ | Tenseur de Reynolds | |
| u, v | Fluctuation de vitesse | |

| | | |
|---|---|---|
| U | Composante de la vitesse moyenne dans la direction X | |
| V | Composante de la vitesse moyenne dans la direction Y | |
| $\overline{u_i u_j}$ | Tension de Reynolds | |
| $\overline{U_i U_j U_k}$ | Terme de diffusion | m/s |
| h | Coefficient d`échange de convection | |

## Symboles grecs

| | | |
|---|---|---|
| $\alpha$ | La diffusivité thermique | |
| $\delta_{ij}$ | Symboles de Kronecker | |
| $\varepsilon$ | Taux de dissipation de l`énergie cinétique turbulente | $m^2/s^2$ |
| $\lambda$ | La conductivité thermique | j/s. m. k |
| $\mu$ | La viscosité dynamique | Kg/m. s |
| $\mu_t$ | La viscosité dynamique turbulente | Kg/m. s |
| $\mu_{eff}$ | La viscosité dynamique effective | Kg/m. s |
| $\nu$ | La viscosite' cinématique | $m^2/s^2$ |
| $\nu_t$ | La viscosité cinématique turbulente | $m^2/s^2$ |
| $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ | Constante numérique dans le modèle k- $\varepsilon$ | |
| $\rho$ | La masse volumique | kg/$m^3$ |
| $\tau$ | Contrainte de cisaillement | N/$m^2$ |
| $\tau_{ij}$ | Tenseur des contraintes de cisaillement | N/$m^2$ |
| $\tau_p$ | Frottement pariétal | N/m. $s^2$ |
| $\phi$ | Variable généralisée par unité de masse | |
| $\phi'$ | Composition de fluctuation | |
| $\bar{\phi}$ | Grandeur moyenne | |
| Γ | Coefficient d`échange dans les termes de transport | |

| | |
|---|---|
| $\Gamma_\phi$ | Coefficient de diffusion |
| $L_s$ | Échelle de longueur des grandes structures |
| Q` | flux de chaleur par unité de volume |
| $C_p$ | Chaleur massique |

## Abréviation

| | |
|---|---|
| 2D | Deux dimensions |
| PNC | Plug and cool |
| ASM | algebraic stress model |
| EDP | Equation aux dérivées partielles |
| RSM | Reynolds stress model |
| LES | large eddy simulation |
| TDMA | Tri diagonal matrix algebric |

## Résumé

Ce travail s`surit dans le cadre d'une activité de recherche menée par le Cemagref visant à optimiser les systèmes de distribution d'air dans les véhicules frigorifiques afin de diminuer la dispersion de température au sein du chargement. Cette étude a pour objet l'élaboration d'un modèle simplifie des écoulements d'air au sein d'un véhicule frigorifique charge de palettes, en les assimilant a ceux d'un réseau maille hydraulique. L'approche expérimentale est exécutée sur une maquette aéraulique à l'échelle 1/3,3 d'une semi-remorque frigorifique. Par ailleurs, des simulations numériques des écoulements sont réalisées sur le logiciel **ANSYS**. Les résultats du modèle simplifie présentent un bon accord qualitatif avec les données expérimentales et numériques.

## Abstract

This work is in keeping with a research activity led by the Cemagref aiming to optimise systems of air distribution in refrigerated vehicles in order to decrease the temperature scattering within the loading. The goal of this article is the development of a simplified model of air flows inside a vehicle loaded with pallets, while assimilating them to those of an hydraulic network. The experiments have been performed on a reduced model to the scale 1:3.3 of a tractor-trailer. Moreover, numerical simulations of air flows are achieved on the software Fluent. Results of the simplified model present a good qualitative agreement with the applied and numerical data.

ملخص

هذا العمل هو جزء من نشاط البحث الذي أجراه Cemagref من تشتت للحد من مبردة مركبات في الهواء توزيع أنظمة لتحسين
تهدف هذه الدراسة إلى وضع نموذج مبسط لتدفق الهواء في سيارة منصات التحميل المبردة، من قبل .درجة الحرارة داخل الحمولة
من المقطورة 3، 3/1يتم تنفيذ المنهج التجريبي على تدفق الهواء حول نموذج .استيعابهم لتلك التي لالهيدروليكية شبكة متداخلة
يبسط نتائج النموذج إظهار اتفاق النوعية .ANSYSوعلاوة على ذلك، يتم تنفيذ عمليات المحاكاة العددية للتدفقات في .شاحنة التبريد
الجيدة مع البيانات التجريبية والعددية

**Introduction Générale1**

Le transport frigorifique constitue sans nul doute un maillon essentiel de la chaîne du froid, dont la finalité est de fournir au consommateur des produits périssables avec toutes garanties de sécurité et de qualité.

Les produits concernés sont des denrées périssables ou des produits non alimentaires tels que des fleurs, des plantes, des produits pharmaceutiques ou chimiques.

Les trois modes de transport de base sont le transport maritime (navires frigorifiques spécialisés, navires porte-conteneurs), le transport terrestre (routier, ferroviaire) et le transport aérien. Le transport intermodal combine au moins deux de ces modes de transport.

Les produits congelés sont transportés à une température inférieure ou égale à –18°C alors que les produits réfrigérés le sont à une température supérieure ou égale à la température de congélation commençante.

Porté notamment par la croissance du marché des produits alimentaires réfrigérés ou surgelés, dont l'IIF a estimé les ventes annuelles mondiales à environ 1200 milliards de dollars US[1] en 2000, le transport frigorifique représente un secteur d'importance sur le plan économique. Ainsi, à titre indicatif, environ 550 000 conteneurs maritimes frigorifiques et environ 1 200 000 de véhicules frigorifiques sont actuellement en service, ce qui illustre clairement l'importance du transport frigorifique dans le monde.

Cette note présente les progrès réalisés dans ce secteur et les défis auxquels il est confronté, notamment en termes d'hygiène, de sécurité alimentaire et de consommation Le maintien de conditions correctes de tempe´rature a` linter´rieur d'un véhicule frigorifique ne´cassite une bonne Distribution de l'air autour du chargement Bonamias et L'abonne r´alise`rente des essais sur une semi-remorque r´alise`rente des essais sur une semi-remorque Frigorifique munie ou non de conduits de distribution d'air Au plafond. Il note` rente, qu'en l'absence de ces conduits,

La vitesse de l'air sous les palettes arrières du chargement E´ tait quasiment ré´duite a` zéro Ces ré´ sultans furent confirme par Mouret qui utilise`rent un code de qui utilise`rent un code de Calcul de dynamique des fluides (CFD) pour mode´ lisser l´écoulements d'air a` l'inter´rieur du véhicule frigorifique] montra, avec un code CFD qu'on obtenait une meilleure distribution de vitesse et de tempe´rature dans un vé´hi cule frigorifique en laissant un Espace suffisant entre le chargement et les parois latte´ râles Du véhicule.

Leblanc et al constate`rente que des modifications devaient être apporte´es aux semi remorques

Utilise´es au Canada afin d'améliorer la circulation De l'air autour de la cargaison et de limiter l'augmentation Des tempe´ratures des produits place´ s directement Sur le plancher.
De nombreux travaux ont e´également e te´ Consacre´ s aux chambres froides. Citons ceux de Mariotte Et al Van Germen et Van Oort et Wang et Tourber qui utilise`rente une mode´ libation numérique pour Tester des solutions visant a` réduire les hétérogenèse´ ites de Température.

Le problème`mes d'areaulique des vé recules frigorifiques Sont assez proches de ceux rencontre´ s dans le domaine De la climatisation.

Ils se caractérisent en effet par le Soufflage d'un jet d'air pré`s d'une paroi (plafond), par une circulation d'air autour d'obstacles et par une reprise D'air sur la même face (cas des vé´he cules frigorifiques Ou sur une face diffue´rente de celle du soufflage (Cas des locaux ventiles).

Il existe de nombreux travaux Traitant des L'écoulements d'air et des transferts thermiques a` l'inter´rieur des locaux ventiles Citons ceux de Van der koi et al. Abordant l'influence des systèmes de distribution d'air sur le confort thermique et ceux de Choi et al Portant sur l'effet de la présence d'obstacles sur L'décollement de l'air au sein de bâtiments Agricoles. L'approche la plus souvent utilisée dans ces différentes e´taudes est la simulation numérique L'approche expié´riment elle sert souvent valider les Simulations numériques.

Soit par visualisation des écoulements soit par confrontation avec des mesures locales de vitesses.

L'objectif principal du notre projet est de caractériser l'écoulement d'air en milieu confiné autour et au sein d'obstacles solide .ceux –ci représentent un chargement de palette dans un véhicule frigorifique .on essayera de comprend l'interaction entre la turbulence libre, le confinement et le solide qui re ressente le chargement, de caractériser l'incidence de l'interface entre le fluide et le milieu solide.

L'itérât principale est la maitrise et la connaissance de l'influence de divers paramètre de chargement (comme l'ajourage des palettes, la palettisation, la conduction de soufflages …) sur l'homogénéité de la ventilation et la dispersion de températures dans un changement de fruits et légumes .ou vionde cet.

Ce travail s'inscrit dans le cadre d'un projet de fin d'étude visant à améliorer les systèmes

De distribution d'air des véhicules frigorifique afin de mieux maitriser le niveau et l'uniformité

Des températures au sein du chargement. Cette maitrise dépend directement des écoulement d'air qui doivent compenser les flux de chlorure échangé par les paroi avec l'extérieur ou apportes directement par la respiration des produite. Cette condition est essentielle pour préservé la qualité organoleptiques et sanitaire des denrées périssables transportes.

La recherche bibliographique a montré l'intérêt de plusieurs auteurs sur la problématique des jets d'air milieu confiné tant les applications sont diverses :

De l'industrie agroalimentaire à la sécurité des bâtiments, en passant par l'automobile et le conforte des animaux de ferme. ces études utilisent soit une maquette à échelle réduite, soit directement un prototype, soit une modalisation numérique des écoulements par des code **CFD** (computationnelle fluide dynamique).

La modalisation numérique des jette en milieu confiné à été développées depuis Nielsen[1] qui a étudié un système de conditionnement d'air avec un modèle bidimontionale portant sur la verticité et la fonction de courant, dérivé des équation de Navier-Stokes. La plupart des auteurs ont utilise le modelé de turbulence K-$\boldsymbol{\varepsilon}$ **([2..7])** qui s'est montre performant pour l'écoulement à faible nombre de Reynolds. Mais la prédiction de la séparation du jet du plafond n'a été possible qu'avec le modelé de turbulence prenant en compte l'anisotropie de la turbulence. Moureh et la. [8] Ont montre l'efficacité du module RSM par rapporte aux modèle à deux équations K-$\varepsilon$ et RNG pour la production du décrochement du jute et des taille des recirculations, cette conclusion justifie le choix du modèle RSM utilise $\varepsilon$dans la présente investigation.

L'écoulement étude est considère comme incompressible, et dépondons du tempe. le soufflage n'étant réalise que sur la moite de la largeur de la casse, l'écoulement doit être considéré comme tri dimensionnelle .comme le nombre de Reynolds est très élevé, la formulation moyenne des équation de Navier-Stokes convient donc ;en prenant comme moteur de l'écoulement son émergé cinétique ,la pression ,les tension visqueuses et de Reynolds.

En utilisant le modèle de turbulence RSM par Lander et autre, comme modèle de turbulence .l'effet des parois ajourée est représente par des pertes de charge singulier fonctions

De la vitrasse normale. On impose comme condition limite sur les sections de soufflage de la vitesse normale. L'effet des parois ajourée est représentée par des pertes de charges

singulières fonction de la vitesse normale .on impose comme coédition limite sur la section de soufflage de $U_0$=11,5m.$s^{-1}$ avec une intensité de turbulence de Ket $\boldsymbol{\varepsilon}$ **(**valeur mesurée semi empiriquement), tandis qu'a la sortie la pression est constante.et l'utilisation des lois de parois permet de réduire la taille du maillage en optimisant la taille des cellule pariétale pour la validité de ces lois.

Ce mémoire est composé de quatre s chapitres

- Dans le premier chapitre. On s'intéresse sur l'équipement utilisé dans une telle installation
- Le seconde chapitre est consacré à la modélisation thermo-fluidique dans une caisse, ainsi que les modèles de couplage son décrit.
- Le troisième chapitre est consacré à la simulation numérique ou les trois méthodes de discrétisation sont exposées ainsi que le chois de la méthode et la discrétisation du modèle mathématique.
- Le quatrième chapitre est consacrée à la résolution et la discutions des résultats numérique obtenus.

Et finalement terminer le travail par une conclusion générale et recommandation.

## I.1 Introduction

Le transport se définit en ce qui concerne les voyageurs et les m/ses comme une tentative à titre onéreux d'abolir l'espace et donc qui freine et retard les activité de la société humaine.

L'espace occupé par les hommes est à la fois un espace statique (caractérisé par la répartition des activités, des fonctions économiques) et un espace dynamique (mouvement et échange). Les réseaux de transe port et de communication structure l'espace, ils ont aussi une importante dimension temporelle.

Les transports s'inscrivent dans plusieurs dimensions (la migration alterné, déplacement en fin de semaine, et les vacances), mais plus que toutes l'autre activité, elles sont caractérisé par la longue durée pour 2 raisons essentielles :

- La mise en place du projet (coût élevée de l'investissement) nécessite un important délai de maturation du projet, une réalisation sur des années voir des décennies et une utilisation pendant des générations.
- La nature des infrastructures : le rôle que joue les tracés et leur nœud influe sur la localisation des autres activités humaine et modifie le paysage pour longtemps parfois même après son abondons.

## I.2. Les transports à l'ère préindustrielle.

### I.2.1.La voie terrestre

Moyen âge avec l'émiettement des pouvoirs politiques. Avant la révolution industrielle le développement des réseaux reste longtemps lié à 2Besoins, l'économie agricole :

L'homme a toujours utilisé les moyens que la nature a mis à sa disposition. Le tracé des 1er pistes répondait aux contraintes naturelles et comportait quelques points de passage obligé (col, vallée, détroit) les tracés recherchaient toujours le plus court chemin en plaine Mais n'hésitaient pas à franchir les pentes en montagne car ils avaient des faibles charges.

Avec la domestication de l'animal et l'invention des roues, la piste a du s'adapter aux Animaux de traite.

Cette transformation de la piste en route est à la fois physique (la route Suppose une organisation minimal pour son agencement et son entretien) et fonctionnelle (Car cela possède une certaine utilité pour le développement économique).

Ces sont les romains qui établissent l'un des 1ers grands réseaux routier, la route jouait un rôle. Politis En effet cette route romaine est l'instrument de la conquête militaire et plus encorde la

Pacification et des relations commerciales administratives… Ce réseau routier romain Tombe à l'abondons alumelle utilise les chemins ruraux très souvent sommaires, et L'assurance de l'autorité politique des grands états :

L'importance des réseaux est directement Liée à la puissance des instances politiques ainsi

Que le caractère centralisé.

### I.2.2. Les rivières, les fleuves, et la mer

Si la piste a surtout permis des déplacements de personne sans charge importante, L'eau rend possible le transport de produit lourd. Il n'est pas surprenant qu'on ait utilisé ce Mode de transport depuis le début des déplacements. Le tracé, le débit, et le régime des Rivières doit assurer le transport sans trop de danger. Bien avant l'invention de la route L'homme a compris l'intérêt de mettre à profit l'énergie naturel des cours d'eau.

La voie d'eau présente par rapport à la piste une différence fondamentale. L'homme n'est Pas maître ni de son tracé ni de ses caractéristique sauf à transformer celle légué par la Nature. Ces grands réseaux naturellement navigable sont rare, ils doivent répondre à une Certaine condition (dépit suffisant, absence de chute ou de rapide, et de préférence un Régime régulier et pondéré).

Si la descente est relativement aisé, la remonté était laborieuse voir impossible. Décanaux existaient dans l'antiquité et le réseau été très développé au moyen âge en chine Mais seul l'invention de l'écluse vers 1480 attribué a léonard de Vinci a permis de construire Des canaux hors zone de plaine et de franchir le seuil séparant 2 bassins et d'aménager de Véritable réseaux d'eau. Il faut noter que le transport préindustriel est encore utilisé dans les Pays peu développé.

## I.3. Le transport et la révolution industrielle.

Les transports ont profité de la révolution industrielle comme ils l'ont rendu possible (de nouveaux moyen de transport ; chemin de fer, avion, conduit de fluide sont apparue Tandis que les communications donnent un champ nouveau de transport immatériel).

### I.3.1.Les transports routiers

La route moderne apparaît avec les besoins mais aussi les moyens, elle reste Longtemps limitée aux pays industriel. Avec la révolution industrielle, les nouveaux réseaux de Transport ont bouleversé les

Rapports des puissances économiques voir stratégiques et Politiques. Sur le plan technique, la route moderne est apparue en 2 temps :

Tressage qui préconise l'empierrement des routes puis Mac Adam qui met au point la Chaussé souple (vers 1820).

La route construite selon ces 2 procédés est entretenue et constitue un réseau dense. Elle répond en fait aux besoins de l'industrie naissante. Elle desserte les mines et les usines En même temps qu'elle permet une bonne commercialisation des denrées agricoles. Elle Mobilise alors une importante main-d'œuvre.

Les chemins de fer et les voies d'eau apparaissent néanmoins comme un mode de Transport plus économique. Le reste du transport par roulage se limite alors à acheminer les Produits à la gare ou au port. A la fin du XIXe siècle la route a surtout le rôle de desserte locale complémentaire des Autres réseaux. Ce qui donne un deuxième élan à la route et à l'évolution, ce sont les Nouveaux véhicules (bicyclette, l'automobile) et l'invention du roulage sur pneumatique.

La bicyclette a connu une naissance et une histoire riche en rebondissement. Tout d'abord, Elle est le jouet de l'aristocratie, puis instrument privilégier des ouvriers des banlieues avant De céder sa place au cyclomoteur. Depuis la bicyclette est redevenu un instrument de loisir. Le véhicule automobile propulsé par un moteur à explosion a une naissance aussi laborieuse Que la bicyclette. La construction automobile échelle industrielle ne commence qu'en 1898Avec la marque Renault. Il s'est passé centaine 'année entre les 1ers véhicules Expérimentaux et la production industrielle. Depuis l'automobile connil 'évolution que l'on Sait marquer notamment par l'apparition du pneumatique a chambre à air de Michelin (1895).

Le parc automobile est resté longtemps le panache d'une minorité. En France 300Véhicules en 1900, 10 000 en 1914, et 2.4 millions en 1939. La 2 eme guerre mondiale entraîne La destruction de quasi-totalité de ce parc. Et ce n'est qu'après 1950 qu'on assiste à une Croissance rade motorisai banalisation. L'automobile a bouleversé les Conditions de dépassement permettant d'associé la quasi-ubiquité (permet d'atteindre' importe quel destination sans changer de véhicule).

Le libre choix des compagnies de voyages, la disponibilité (pas d'horaire), et la quasi urbi Constitue les 3 caractéristiques qui expliquent à elle seule son succès.

Le transport en commun sont ferroviaire, aérien, maritime, mais le plus souvent est routier. En effet en milieu urbain l'autobus est le moyen de transport en commun unique des petites villes, dominant dans les grandes villes et ne cédant sa place au transport ferroviaire que dans les très gr métropoles. Comme l'automobile, la révolution industrielle pour le camion a été essentielle dans le domaine transport de marchandise. Le camion permet l quasi ubiquité, disposition est élevée et sa souples d'emploi très grande,

Et sa vitesse est comparable à celle du chemin de fer et est supérieur à celle de la navigation. Il a connu un développement rapide entre les2 guerres et prolongé par la suite. Dans les pays développés, scouts sont souvent plus élevés que ceux de la voie ferrer mais ces avantages conduisent souvent à la préférer car le chemin de fer nécessite des transbordements long et coûteux. Le réseau routier a connu renouveau complet marqué Par :

- .De nouveau revêtement adapté aux pneumatiques
- Les possibilités très varié de tracé
- La spécialisation des voies selon de types de trafic

L'autoroute a été

## I.3.2. Les transports maritimes et fluviaux

Les transports maritimes sont ceux pour lesquelles l'infrastructure paraît. Infrastructure de transport comporte 1 voie et des terminaux, des ports, des gares. 2 grands ont éversé la géographie maritime permettant de relier les 3 océans.

- Le Canal de Suez
- Le Canal de Panama
- Le Cde Panama

La voie maritime est aussi dans le transport moderne, les dispositifs de surveillance du trafic et de sécurité sont les lignes maritimes définies sous forme de couloir, de phare et de balise. Le port joue un rôle essentiel qui peut être offert par la nature dans un certain cas ou artificiellement aménagé. La construction des bassins et des quais se fait soi par creusement dans la terre soi par remplissage en mer. Les ports supposent des équipements d'accompagnement. Les conteneurs ont permis une certaine automatisation des opérations. On assiste au cours des dernière décennies a une spécialisation croissante des ports. Les équipements portuaires nécessitent des investissements importants.les pays en voie de développement, l'insuffisance des infrastructures portuaires constitue

un goulot d'étranglement du développement économique : qu'ils S'agissent de L'exportation de matières premières ou de l'importation de produits finis. Il y a eu une évolution très importante avec la généralisation de la mécanique et la spécialisation de la coque.

La spécialisation des navires est relativement récente, en effet jusqu'à la 2nd guerre mondiale, la flotte était dominée par des navires collectant le fret de port à port mais il a été remplacé par des navires conçu pour un seul type de fret. La spécialisation a été liée à l'accroissement de la taille et à des fins économiques. La crise du pétrole, la réouverture du canal de

Suez mais aussi la stabilisation du prix de revient au delà d'une certaine taille ont freiné cette course au navire géant. La navigation fluviale nécessite de véritable port, outre les ports maritimes ou estuaire permettant les transbordements sur les navires de mer, des ports fluviaux ont un trafic important

La navigation fluviale ne concerne les voyageurs que dans les circonstances particulières. La révolution industrielle et le poids des matériaux transporté conduisent à un usage important de la voie d'eau. Mais bientôt la voie ferrée également capable de transporter les produits lourds à une vitesse supérieure et selon des tracés plus aisés lui fait une sévère concurrence.

## I.4. Les transports Ferroviaires.

C'est un moyen de transport de la révolution industrielle. Le chemin de fer a largement symbolisé l'ère de l'industrie toute puissante, l'idée d'assurer le guidage des roues par un rail mécanique, et ainsi d'économiser l'énergie de traction, est venu des essais effectués dans les mines britannique Pendant que les britanniques construisaient de nombreuses lignes pour servir leurs usines ou leurs ports, on se limitait en Europe occidental, où la révolution industrielle a été plus tardive, à quelques liaisons court destiné surtout aux voyageurs. A partir du milieu du siècle jusqu'à la 1er GM (guerre mondial), le chemin de fer régnera en maître, seule la voie d 'eau lui ferra concurrence pour les produits pondéreux.

Sur le plan technique les progrès du chemin de fer ont été spectaculaire ( la puissance, la vitesse, la capacité des trains aussi bien voyageur que marchandises) le réseaux n'a cessé de progresser jusqu'à la veille de la 2eme GM, en suite il a stagné puis diminué. La traction à vapeur a laissé la place à la traction électrique ou diesel. L'électrification (vers 1900) a concerné les liaisons court en milieu urbain, entre les 2 guerres, l'électrification fut largement appliqué aux lignes a for trafic. Plus tard le moteur diesel est apparu, son emploi s'est surtout répandu dans les pays riches en pétrole, ou les grandes distances rendaient l'électrification trop coûteuse.

Le chemin de fer malgré ces progrès techniques a du faire face après la 1er GM a une concurrence accrue non seulement de la voie d'eau, au prix de revient inférieur, mais aussi le camion, plus coûteux mais qui a beaucoup de souplesse et il est mieux adapté au transport court. Le chemin de fer n'a pas été seulement un moyen de transport mais il a profondément marqué

l'espace et ceci à des échelles extrêmement diverse (quartier, paysage, stratégie internationale ). Le tracé des voies rapides a contribué à modeler le territoire.

## I.5.Le transport aérien.

L'idée d'utiliser la 3ème dimension pour s'affranchir des contraintes spatiales est très ancienne, les 1er tentatives réussies pour les objets plus léger que l'air est faite par les frères Montgolfière en 1760 et pour les objets plus lourd que l'air est faite pas Clément Ader (1915/1920). Les véritables débuts de l'aviation remontent à la traversée de la manche par Louis Blériot. La 2nd GM connaît un usage massif de l'aviation (puissance, charge) l'aviation commerciale est apparue entre les 2 guerres et s'est développé après la 2nd GM. Dans les années 70 les avions à grande capacité (airbus, Boeing)

Sont apparus et se sont multipliés sur les lignes à fort trafic. La course à la vitesse et à la puissance sur les lignes commerciales semble avoir atteint un palier comme le montre l'échec commercial relatif de l'avion supersonique franco-britannique. L'avion est également utilisé par le

Fret soit en même temps soit en étant spécialement équipé pour les marchandises diverse ou spécifique. L'avion a l'avantage de la rapidité mais son coût malgré les progrès de l'appareil, ne lui permet de concurrencer la route ou les rails que pour les produits pondéreux de valeur importants (à fort valeur ajoutée).

Les réseaux aérien sont constitué de ligne, celle –ci ont une dimension abstraite (ligne entre ville) et concrète (itinéraire balisé, conseillé), le réseau outre les lignes aériennes suppose des infrastructures au sol (embarquement). Les réseaux sont très denses dans les régions les plus développé et les plus peuplés. Les aéroports sont la principale infrastructure au sol, ils occupent une surface importante et doivent rechercher un délicat compromis sur plusieurs points ;

- Un trajet réduit entre les terminaux étrille
- Lacotrian'urbanisme
- Une notion d'environnement (problème bruit)

## I.6. Engin frigorifique :

C'est un engin isotherme qui, au moyen d'un dispositif de production de froid, est apte à abaisser et à maintenir de manière permanente la température de la caisse vide, par une température extérieure de + 30 °C, aux températures Θ suivantes

Définissant les classes A, B, C, D, E et F :

- classe A : FNA ou FRA : Θ peut être réglée entre + 12 et 0 °C inclus ;

- classe B : FRB : Θ peut être réglée entre + 12 et – 10 °C inclus ;
- classe C : FRC : Θ peut être réglée entre + 12 et – 20 °C inclus ;
- classe A : FND ou FRD : Θ est inférieure ou au plus égale à 0 °C ;
- classe B : FRE : Θ est inférieure ou au plus égale à – 10 °C ;
- classe C : FRF : Θ est inférieure ou au plus égale à – 20 °C.

Les caisses des engins des classes B, C, E et F doivent être des caisses isothermes renforcées [coefficient].

Les caisses des engins de la classe B doivent être des caisses isothermes renforcées [coefficient]. Les performances des engins isothermes, réfrigérants, frigorifiques et calorifiques Sont contrôlées par des stations d'essai ou tunnels. La France possède deux stations et trois tunnels, gérés par le CEMAGREF à Antony, près de Paris, et au Gazaient, près de Bordeaux.

Ces contrôles sont effectués selon des procédures conventionnelles normalisées Ainsi, circulation de l'air à l'extérieur d'un engin en essai est de l'ordre de 1 m/s, alors que pour un engin déplacement, à 80 km/h, la vitesse de l'air est de plus de 22 m/s

Les résultats des essais en station sont cependant représentatifs de la qualité thermique des caisses, si celles-ci sont étanches à l'air, ce qui est pratiquement le cas des constructions actuelles. En effet, l'expression du coefficient K est :

$$K = 1/ [(1/ \Theta e + 1/ \Theta e/ \Theta)] \quad \textbf{(I.1)}$$

avec Θ e et Θ i coefficients de convection respectivement sur la paroi externe et sur la paroi interne, e épaisseur de l'isolant, Θ coefficient de conductivité thermique de l'isolant. L'épaisseur imposée minimale pour les parois latérales est de 45 mm. Pour un engin en déplacement, dont les parois seraient idéalement étanches, les coefficients de convection peuvent être estimés à 40 W/ (M²·°C) pour Θ e et à 10 W/ (M²·°C) pour Θ i.

Si le coefficient de conductivité de l'isolant (polyuréthanne expansé au R141b) est Θ 0,022 W/ (M²·°C), le coefficient K des parois verticales est : K = 1/(0,025 + 0,1 + 2,045) = 0,461 W/ (M²·°C) Lors des essais, on trouve : Θe = Θi 10 W/ (m2·°C) et K = 1/ (0,1 + 0,1 + 2,045) 0,445 W/ (m²·°C).

L'écart entre ces deux valeurs du coefficient K est de 3,47 %, ce qui confirme la validité des essais en tunnel.

Le froid trouve des nombreuses applications des domaines très variés (industrie, alimentaire, médecine, confort thermique, pétroléochimie..) et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages (pertes après récolte…) et de prolonger la durée de conservation des produits fabriqués par l'industrie agroalimentaire (lait, fromage…), le froid

Permet d'améliorer leur qualité en favorisant la maîtrise des conditions de fabrication par une optimisation des paramètres climat influençant le comportement des microorganismes.

Le froid permet aussi augmentation du volume de production agricole par la modification du cycle végétatif des plantes améliorant ainsi leur rendement.

## I.7.Procèdes de production de froid

Il existe trois (3) procédés de production de froid :

- les mélanges réfrigérants ;
- la détente d'un gaz comprimé ;
- L'évaporation d'un liquide pur

### I.7.1. Mélange réfrigérant

La dissolution de certains sels nécessitant un apport de chaleur, cette dissolution produira donc du froid :

- Eau+Azotate d'ammonium +4.4°C à -15°C ;
- Neige+ chlorure de sodium 0°C à –25°C ;
- Neige+ acide chlorhydrique 0°Cà -32°C ;
- Neige + Chlorure de calcium 0°C à -41,5°C ;
- Glace carbonique +chlorure de méthyle, jusqu'à -82°C.

### I.7.2.Détente d'un gaz comprimé

- C'est sur ce principe que fonctionnent les machines permettant la liquéfia composants de Lair (azote, oxygène, néon, …..Etc.)
- Evaporation Dun liquide pur
- Ce moyen reste le seul utilisé pour les besoins industriels et domestiques, réfrigération, en congélation e en conditionnement d'air. L'évaporation d'un liquide pur donne lieu à trois

## I.8.Types de machine frigorifique :

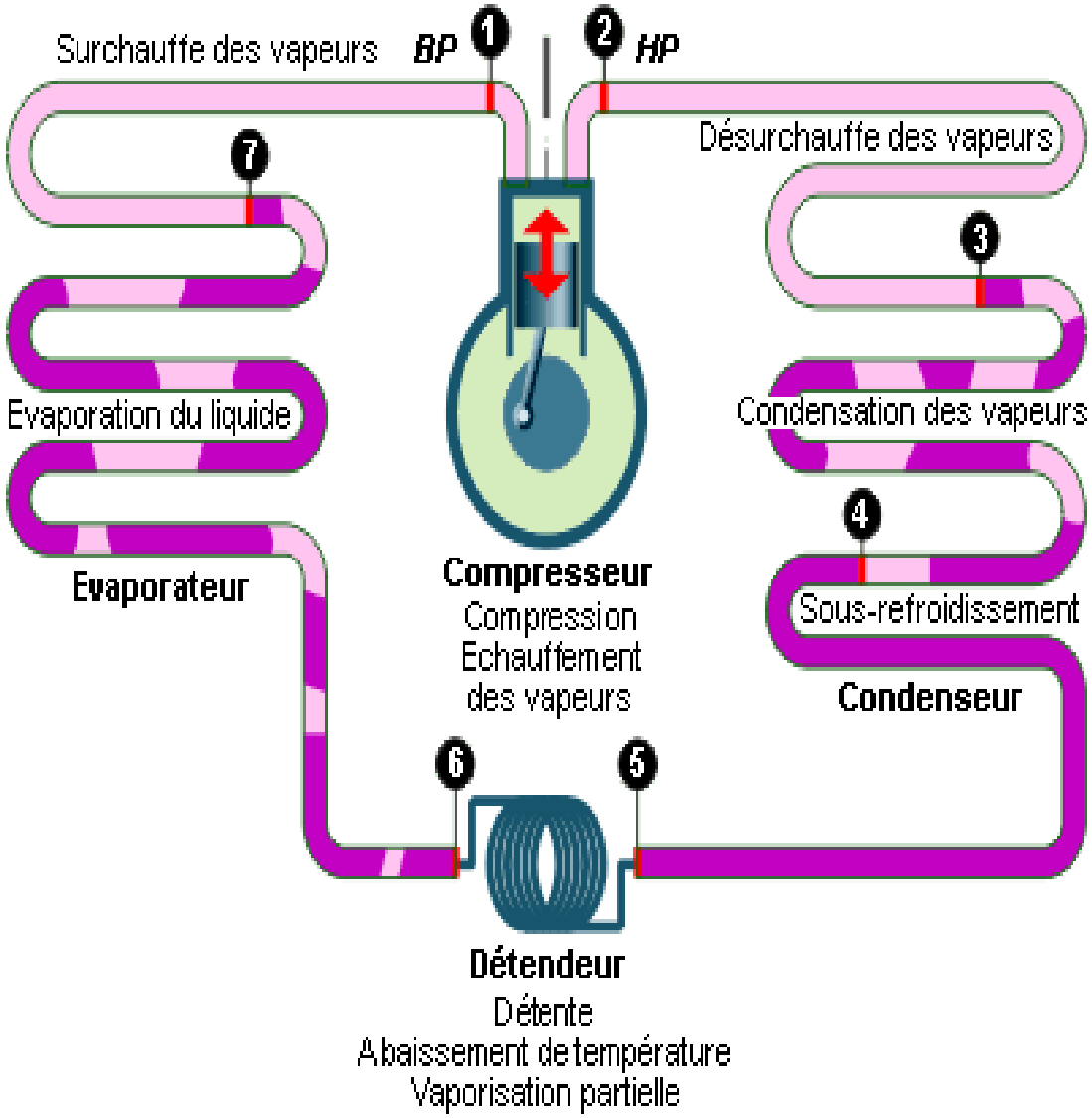
- Machines à évaporation et compression d'un gaz liquéfiable.
- Machines à absorption.
- Machine à évaporation d'eau.

## I.9.Présentation de circuit frigorifique élémentaire

- Le circuit frigorifique élémentaire est constitué de :
- D'un compresseur (A) ;
- D'un condenseur (B) ;
- D'un organe de détente ou détendeur (C) ;

D'un évaporateur (D)

## I.10.Définition des quatre principaux organes du circuit frigorifique




**Figure(I.1) : circuit frigorifique**

### I.10.1. Compresseur

Il aspire les vapeurs de fluide frigorigène à haute pression. La compression est isentropique. Elle se fait en phase gazeuse

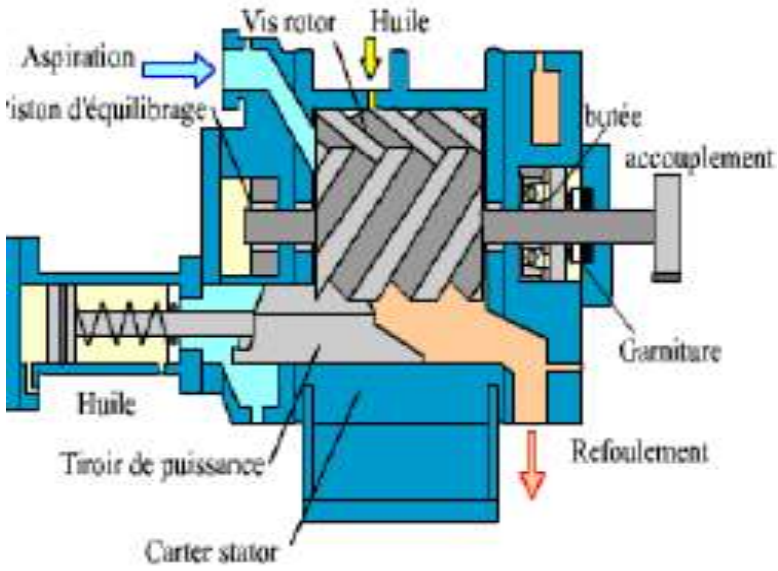



**Figure .I.1 . compresseur**

### I.10.2. Condenseur

C'est un échangeur de chaleur factionnant à haute pression. Il refroidit puis condense le fluide frigorigene.il transmet la chaleur à un fluide de refroidissement (eau ou air) appelé médium

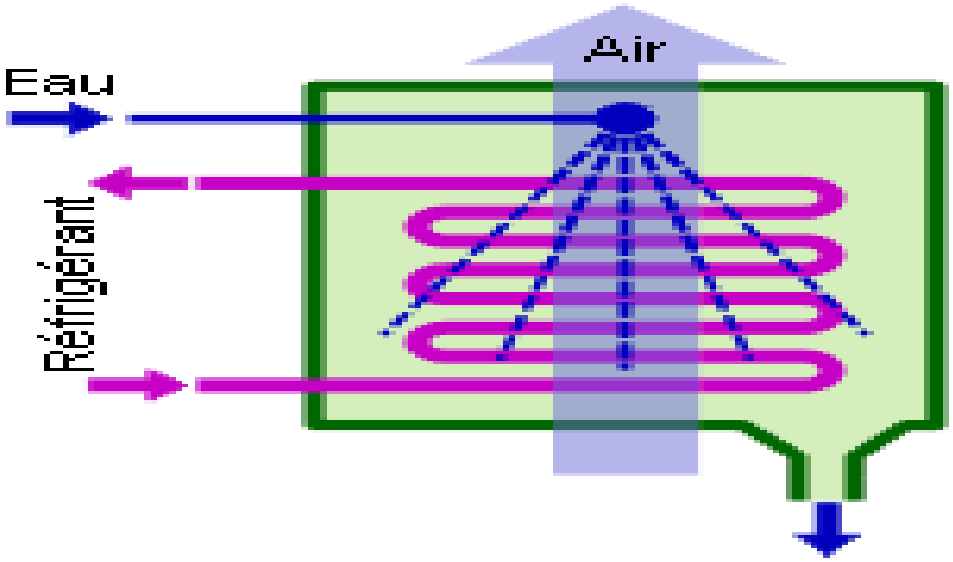



**Figure .I.2 .condenseur**

### I.10.3. Détendeur

C’est un dispositif de détente de la haute pression en basse pression généralement par laminage, au travers duquel le fluide frigorigène liquide arrivant à l’évaporateur en fonction des besoins de froid (uniquement pour les détendeurs thermostatique)



**Figure .I.3 .Détendeur**

## I.10.4. Evaporateur

C’est un échangeur de chaleur fonctionnant à basse pression. Il évapore le fluide frigorigène en absorbant chaleur du milieu ambiant. L’évaporateur est placé dans l’enceinte à refroidir (le médium est alors de l’air à ou refroidi un liquide (échangeur à eau ou à eau glycolique).

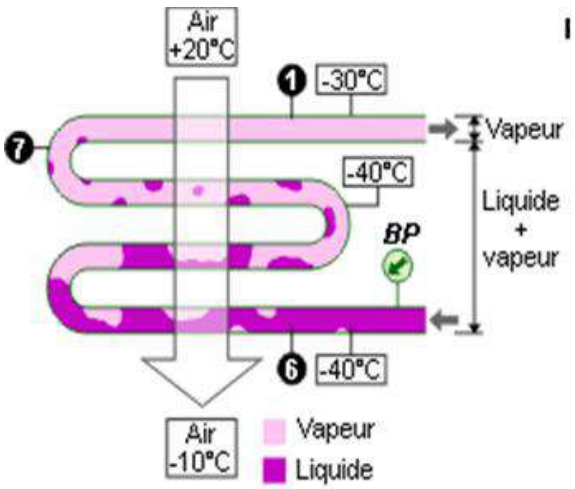



**Figure .I.4. Évaporateur**

C'est à ce niveau qu'il y a production de froid. Ces éléments ci-dessus cités sont reliés par une canalisation dans laquelle circule un fluide frigorigène qui subit des transformations thermodynamiques.

### I.10.5. Ventilateur

Un ventilateur est une machine qui, grâce à la puissance mécanique qui lui est fournie entretient l'écoulement d'un gaz qui la traverse : le gaz au cours d la traversée de la machine est comprimé (augmentation de pression faible).

## I.11.Les isolants thermiques

Les isolants thermiques sont des matériaux caractérisés par une faible conductivité thermique. Ils sont

Utilisés pour réduire les échanges thermiques entre deux fluides milieux (une enceinte ou un circuit fluidique, Chaud, froid et son environnement). Le meilleur isolant thermique est le vide. L'air sec et immobile est aussi un bon isolant.

Un isolant thermique est un matériau composé de cellules emplies d'air ou de gaz statique. Ces poches sont emprisonnées soit dans un réseau de fibres serrées (laines minérales), soit dans des bulles de matière Synthétique (polystyrène, polyuréthane...).

Les gaz étant les corps matériels les plus faiblement conducteurs de la chaleur, les isolants sont donc Essentiellement constitués d'une phase gazeuse immobilisée dans une matrice solide poreuse, fibreuse ou Cellulaire ce cette immobilisation ayant pour objet de rendre impossible les phénomènes de convection thermique.

### I.11.1.Les matériaux isolants

Les matériaux employés doivent posséder plusieurs qualités : une très faible conductivité thermique, non Hygroscopique, un pouvoir de réflexion important. Un matériau est considéré comme isolant si sa conductivité thermique est inférieure à 0,065 W/m.°C Les principaux matériaux isolants mis en œuvre dans la conception d'emballages et matériels isothermes de transport et de stockage sont les suivants :

- mousse polyuréthane (mousse de PU)
- mousse de polystyrène expansé extrudé aluminasse (mousse de PSEE)
- panneaux rigides de polyuréthane (panneaux de PU)
- polystyrène expansé (PSE)
- mousse de polyéthylène expansé extrudé (mousse de PEEE).

D'autres matériaux existent mais sont plutôt utilisés dans d'autres domaines comme le bâtiment : fibres déverse, fibres de roche, verre de mousse, liège expansé, mousses phénoliques, chlorure de Polyvinyle expansé, élastomères mousses, poudres isolante Certains gaz ou films peuvent également s'avérer isolants. Ils ne constituent pas en soi des matériaux isolants mais peuvent être des constituants de complexes isolants : coussins gonflés, multicouches… Indexiste pas de grandeur caractéristique de leur pouvoir d'isolation.

### I.11.2.Les supers isolants

Les supers isolants sont des matériaux possédant un meilleur pouvoir isolant que l'air sec. Ces nouveaux Matériaux issus de la nanotechnologie permettent d'atteindre des coefficients de conductivité thermique 4 à 5fois inférieures à celui des isolants couramment utilisé Plusieurs nouvelles techniques à base de silice, de polyuréthane léger ou de polystyrène, sont essayées. Par exemple, les panneaux sous vide sont des supers Isolants microporeux sous vide.

Cette technique ancienne et connue est utilisée essentiellement en Bonbonnes (bouteille Thermos, vase Dewar). Elle voit se développer de nouveaux produits sur les marques techniques son essayé dans des éléments plats. Plusieurs compositions à base de silice, polyuréthane léger sont présentes dans ces matériaux issus de la chimie.

### I.11.3.Matériaux isolants et règles environnementales

Il est interdit d'utiliser des HCFC et CFC comme agent d'expansion pour des nouvelles conceptions reproduit. Voir Directive 1999/13/CE du 11 mars 1999 (modifiée par Directive européenne 2004/42/CE du 21 avril 2004) relative à la réduction des émissions de composés organiques volatils et sa transposition en Droit français, l'arrêté du 2 février 1998 amendé par l'arrêté du 29 mai 2000.

## I.12.Caractérisation de l'isolation

Dans la pratique, le coefficient de conductivité ne suffit pas à indiquer la qualité isolante d'mètre d'épaisseur e, d'autre part, Elle est rarement homogène (constituée d'un seul matériau). On tient compte de l'épaisseur du matériau ou des épaisseurs des différents matériaux d'une paroi et on parlera de résistance thermique. La résistance thermique est représentée par la lettre R et elle est exprimée en m².°C/W. Plus le R est élevé plus le matériau est isolant (à ne pas confondre avec résistivité d'un matériau).

## I.13.Caractérisation de l'isolation globale

### I.13.1.La condition de transmission de chlorure globale

Le coefficient global de transfert thermique (ou de transfert de chaleur) **K** est la quantité de chaleur transmise à travers une unité de surface, par unité de temps et par degré de différence de température s'exprime en W/m² .K Il s'appelle également coefficient global de transmission de chaleur intrinsèque d'un matériau est défini par K= λ/e (où e est l'épaisseur du matériau exprimée en m)

Ce dernier ne tient pas compte de la convection et du rayonnement. Pour caractériser les performances d'un conteneur, d'un emballage isotherme ou d'un véhicule, on détermine le coefficient global de transfert thermique K ou la résistance thermique R.R = 1 / K(l'inverse de K), il est exprimé en m².°C/W. Plus K est faible plus le matériel est globalement isolant plus R élevé plus le Mariel et performent.

Le coefficient de transfert thermique d'une paroi varie légèrement en fonction de la température de l'air à l'intérieur et à l'extérieur, des mouvements de cet air et enfin de la forme, des dimensions et des caractéristiques des surfaces limitant la paroi.

Le coefficient global de transfert thermique K d'un contenant (conteneur, caisse ou emballage) tient compte du K des parois et aussi de la qualité de l'assemblage des ouvertures et des accessoires du matériel.

K globale du conteneur ≥ K paroi Transfert

thermique K

## I.13.2. Calcule conduction de transfert thermique

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_c ext} + \frac{1}{h_c int} + \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{h_r}} \qquad \textbf{(I.2)}$$

Le K global de transfert thermique est calculé, en tenant compte de la convection et le rayonnement, par la relation suivante

- eu : Epaisseur de la couche i de la paroi en m
- λ : Conductivité thermique de la couche i en W/m.°C
- hc ext : Coefficient de convection caractérisant la part de la convection du côté extérieur dans l'échange thermique total, exprimé en W/m².K
- hic Int : Coefficient de convection caractérisant la part de la convection du côté intérieur dans l'échange thermique total, exprimé en W/m².K

- hr : Coefficient de rayonnement thermique caractérisant la part du rayonnement dans l'échange thermique total, exprimé en W/m².K

### I.13.3.Messire du confissions globale de transfère thermique K

Le coefficient global K peut être mesuré par un dispositif d'essai adapté, tenant compte de l'ensemble des matériaux intervenant dans la conception du dispositif et des techniques d'assemblage. Pour que la mesure soit fiable, le dispositif d'essai ne doit pas modifier l'un des paramètres thermiques des matériaux et ne doit pas apporter des échanges supplémentaires par rapport à l'usage normal de l'enceinte testée (conteneur, emballage ou véhicule).En maintenant une différence de température constante entre l'intérieur et l'extérieur (régime permanent), les mêmes relations de transferts précédentes sont utilisées, dans le sens inverse, pour déterminer K global.

Connaissant le flux thermique q qui est égal à la puissance thermique dépensée (généralement

Par des résistances électriques), la surface d'échange S et la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, le coefficient global de transfert thermique K est déduit de la relationsuivant :

$$k=\frac{Q}{S.\Delta T} \qquad \textbf{(I.3)}$$

Remarque : la notion de résistance thermique symbolisée par R est l'inverse de K :

$$R=\frac{1}{k} \qquad \textbf{(I.4)}$$

## I.14.Les fluides frigorigènes

On appel fluides frigorigènes des composés chimiques facilement liquéfiable et dont on utilise les changements d'état physiques comme source de production du froid (libération de la chaleur latente de vaporisation). Il existe un très grand nombre de fluides frigorigènes, nous ne pouvons les énumérer tous. Parmi eux, un certain nombre ont été ou sont utilisés par l'industrie frigorifique, d'autres ne sont utilisés que pour la production de froid à basse températures en pétrochimie notamment , et plus particulièrement pour la liquéfaction de gaz combustible tels que le méthane la rectification de sous produits de l'industrie pétrolière, ou la fabrication industrielles de gaz(chlore notamment).c'est le cas d'hydrocarbures légers tels que le méthane, l'éthylène, le propane qui, eux-mêmes sous-produit du pétrole, sont utilisés entant que fluides frigorigènes malgré leur grande inflammabilité.

## I.15.Caractéristique générale des fluides frigorigène :

Quatre points permettent de définir les caractéristiques d'un fluide frigorigène, c'est

### I.15.1. Rendement frigorifique

A fin que le rendement frigorifique soit élevé, il est n'essaie que le cycle .décrit par le fluide dans la machine se rapproche le plus possible du cycle théorique qui est ; comme déjà étude ; le cycle de Carnot.

### I.15.1.Constriction et type de compresseur

Il est indispensable que le fluide soit neutre vis –à-vis des métaux, joints ; lubrifiants, utilisée pour la réalisation du compresseur et désastre organes du circuit, et ce, non seulement dans conditions normales de fonctionnent, mais fortuitement en présence de l'humidité de l'air ou dans des conditions de fonctionnent provisoirement anormale.

### I.15.2.Sécurité matérielle et personnelle

Les fluide utilisés devront être parfaitement stable aux température qu'ils subiras au cours d'un cycle normalement et même fortuitement en cas ou le fonctionnement anormal (fausse manœuvre ou incident fonctionnel) .ils devront être ininflammable, inexplosibles en mélange avec l'air quelle que soit la proportion du mélange .en cas de fuites accidentelles importants ils doivent être sans action sur les denrées entreposes et sans danger pour le personale de surveillance ou d'intervention. Celles-ci en outre, si minimes soient-elles devront pouvoir être détectées rapidement et facilement, soit par l'odeur du fluide, soit a l'aide d'indices visible (fumée, bulles de savon, coloration d'une flamme, est…).

## I.16.Approvisionnement

Les fluide doivent être facilement disponible, de transporte aisé, de stockage simple et bien entendu d'un prix de reviens fiable. Les camions frigorifiques Description d'un fourgon isotherme.

Le fourgon est une chambre isotherme, c'est-à-dire que le fourgon est entièrement construit de panneaux sandwich individuellement coucoue .les panneaux sandwich sont isotherme car ils éliminent tout les ponts thermiques tels que les métaux qui transmettent la température extérieur ver l'intérieur Du fourgon.il 'ni sommiers, ni poteaux ni travers dans les panneaux. Chaque pantoun-plancher, paroi, avant, et toit est d'une seule pièce ; suas acon joint intérieur. Ou extérieur.

## I.17.Classification des installations de ventilation

On distinguera principalement quatre types de ventilation mécanique :

- La ventilation mécanique globale **(VMG)**
- La ventilation mécanique ponctuelle **(VMP)**
- La ventilation mécanique mixte **(WMM)**
- La ventilation mécanique contrôlée (**VMC)**

Il faut retenir que dans le langage courant, les type de ventilation énoncé ci-dessus sont souvent regroupés sous de VMC (ventilation mécanique contrôlée)

## I.18.Ventilation mécanique globale

C'est une ventilation qui concerne tout le volume du local traité, on retiendra :

- La ventilation simple flux par extraction seule.
- La ventilation simple flux par soufflage soule.

La ventilation double floue par soulage et reprise simultanés.

### I.18.1. La ventilation simple flux par extraction seule

La ventilation simple flux par extraction seule consiste à aspirine l'air du locale à l'aide d'un extracteur et à le rejeter à l'extérieurement neuf pénétrant directement par les ouvrant ou venant des loco contiguë en passant sous les porte ou par des passages appropriation.

Ce type d'installation met le local en légère déprisions, on parle également de pression négative Elles convieront parfaitement pour éviter la propagation d'un air pollué et trouve son application dans la ventilation de petites loco ou l'air est fortement pillée par des gaz, des va pour, des odeurs ou encoure lorsque la température est élevé. Excel : ateliers, cuisine, toilettes, vestiaires.

Les principaux éléments d'une telle installation sont :

- L'extracteur ou ventilateur de reprise.
- Les conduits de reprise et de rejet.
- Les grilles d'émanées d'air neuf (grilles de transfert, bas de portes)

### I.18.2.La ventilation simple flux par soufflage seule

Contrairement à l'installation précédent, une installation de ventilation par soufflage seul aspire l'air extérieur pour l'envoyer dans les locaux à ventile, le surplus d'air s'écoulant ver s les locaux conte ou par des grilles de transfert ou encoure par les inétanchéités des porte et fenêtres. Ce type d'installations met le locale en surprissions, ce qui évier la pénétration d'air indicible. On parle également de pression positive.

Cette installation équipera des locaux où la pollution est faible et ou' l'air pourra s'échapper facilement à l'extérieure ou dans les locaux adjacents par les porte, fenêtre et autres dis positive de transfert.

Le principal élément d'une telle installation est :

- Le ventilateur de prise d'air.
- Les conduites de prise d'air.
- Les grilles de rejet d'air (grilles de transferts, inétanchéité des fenêtres et portes).

### I.18.3.La ventilation double flux par soulage et reprise simultanée

C'est le système de ventilation le plus approprie pour presque tout les locaux (théâtre

Es, salle de cinéma, restaurant, etc.)

Il combine une installation de soufflage servant à l'apporte d'air neuf et une installation de reprise servant à l'évacuation de l'air pollué. Il convient pour l'installation de grand volume. Le contrôle exact du débet mis en œuvre permet suivant les besoins de mettre les locaux en légère surpression ou dépression. Lorsque le débit d'air extrait est supérieur débit d'air introduite, le locale est en dépression (pression négatif), dan le cas contraire, le local est en surpression positive). Lorsque le débit d'air introduit et d'air extrait s'égalise, le local est en pression neutre.

Pour ces différentiels types de ventilation, outre le fait qu'il peut y avoir filtration ou pas, on peut avoir :

De la ventilation seule c'est –dire qu'aucun traitement thermodynamique de l'air

La ventilation avec chauffage

De la ventilation avec humidification

De la ventilation avec déshumidification

De la ventilation avec désodorisant

## I.19.Ventilation mécanique ponctuelle

Dans certains locaux l'air peut être pollué globalement alors que la source de pollution est très ponctuelle.

Dans ce cas de figure, il est plus judicieux de procéder à une ventilation mécanique ponctuelle c'est -à-dire aspirer les fumées émises pratiquement au niveau de leur pois de réduire considérablement les dispositifs à mettre en œuvre pour une ventilation efficace de toute local.

## I.20.Ventilation mécanique mixte

Une ventilation m mécanique mixte est un système de ventilation double faisant appel pour un même local à un système de ventilation mécanique globale et un ou plusieurs systèmes de ventilation mécanique ponctuelle.

Le laboratoire en est une illustration parfaite. Dans celles- ci, les produits peu toxiques se répondent dans l'ambiance du local et une VMG (ventilation mécanique globale) est nécessaire. Les produite toxiques dont les vaporeux ne doivent pas être inhalée en aucune cas font appel à un système de captation à la source qu'est la VMP (ventilation mécanique Ponctuelle)

## I.21.Ventilation mécanique contrôlée

Dans l'installation où le ventilateur ou l'extracteur est en position plus position ou mois centrale et aspirants l'air en prononcer de différentes pierres, on parle de VMC .L'exemple le pelues

représentatif est la mise on œuvre d'un extracteur en toiture qui aspire l'air en prononce de toute ou une partie destruction et WC d'un immeuble par l'intermédiaire de bouches et de conduits d'air**.**

## I.22.Les batteries de refroidissent

On distinguera deux type de batteries de refroidissent à savoir les batteries à eau glace et les batteries à fluide frigorigène.

### I.22.1.Batteries à eau glacée

Les batteries à eau glacée sont identique du point de vue construction aux batteries de chauffage à eux ou à va pour. Il faut retenir simplement que d'un manège général, l'écourta de température entre la température moyenne de l'eau dans la et la température de l'air Sortant de la même batterie est plus important. En mode chauffage qu'en mode refroidissement .pour les batteries à eux glacée, il convient de faire une destination entre les batteries sèches et les batteries humide.

Une batterie est dite sèche lorsqu'elle assure le refroidissement de l'air sans séparation de l'air sans séparation d'eau à l'inverse de la batterie humide qui assure le refroidi Sèment avec séparation d'eau (déshumidification).lorsque la température de l'eau descend en dessous de +4 c verres la température négatives, il y'a risque de gelé de l'eau dans la batterie et par suite détérioration de celle-ci. Dans ces cas de figure son ajoute des produites antigel telle que le sel glycols. Le mélange eau et sel appelé emmure a été longtemps utilise mais est progressivement bondonné à cause de son effet corrosif sur les tuyauteries.

La mélongine eau et glycols (corps possédant la fonction alcool) appelé eau glycolique est d'utilisation courante.

### I.22.2.Batteries à fluide frigorigène

Les batteries à fluide frigorigène sont réalisées sur la base de tubes à ailettes comme pour les batteries à eau. La température du fluide frigorigène dans la veine d'air, il passe de la phase liquide à la phase papoue (évaporation). Dan le cas d'une batterie à eau, la température de l'eau va augmenter continuellement entre son pointe d'entre et sont pointe sortie, cet étouffement étant du à la chaleur extraite de l'air à refroidir. La vaporisation du fluide frigorigène dans la batterie s'effectue grâce à la chaloupe extraite de l'air à refroidi. C'est pourquoi le terme évaporateur est utilise pour caractériser ce type de batterie.

## I.23.Les filtres

L'élimination de la plus grande partie des l'air traité est rendue nécessaire pour :

- Sauvegarder la santé des personnes.

- Assurer le bon déroulement des processus.
- Sauvegarde les équipements.

Cette élémi nation est assuré par des filtres à air. Les filtres sont l'un des éléments constituer des appareils de conditionnant d'air mais il peut arriver qu'on les retrouve au niveau des réseaux de gagnes. Un filtre à air est destiné à assurer la rétention des impuretés solides, liquide ou gazeuses contenues dans l'air souffle ses installation de gêné climatique. Ces impuretés son constituée de particule de déférente origine et de dimension comprise entre 0,001 et 500microns. Un filtre peut être caractérisé par son rendement, sa préséance et sont coefficient diviseur. Le rendement défende l'efficacité du filtre, la perméase donne la quantité de particule qu'il laisse passe d'amont en aval et le coefficient diviseur est le quotient du nombre de particules en amont du filtre par rapporte confiaient diviseur est le quotient du nombre de particules en amont du filtre par apporte ace nombre on aval.

En désignation par :

**C1** : la concentration particulaire de l'air en amont du filtre

**C2**: la concentration particulaire de l'air en aval du filtre

**N** : le rendement du filtre

**P:** la permeance du filtré

**CD** : le confiions diviseur

La relation suivent s'écrire : [9]

$$\boldsymbol{n}=\frac{(\boldsymbol{c1}-\boldsymbol{c2}).\boldsymbol{100}}{\boldsymbol{c1}} \qquad p=\frac{\boldsymbol{c2}.\boldsymbol{100}}{\boldsymbol{c1}}=100-\boldsymbol{n} \quad cD=\frac{\boldsymbol{c1}}{\boldsymbol{c2}}$$

## La classification des filtres est faite en 3catégories :

Le filtre grossier dont le rendement est moyen, ils sont destinés à d'installation ventilateur générale (cf. Tableau3).

Le filtre fins qui est des filtres à rendement élevés, eux aussi sont destinée à des applications de ventilation générale (cf. tableau 3).

Les filtres ultrafins ou filtre absolus son des filtre à très heu rendement et sont destinée des applications spéciales (salle propres.)ILS sont divisent en deux catégories à savoir les filtre à très haut rendement appelés filtres HEPA (High efficience articulâtes air) et les filtre à faible pénétration ou filtres ULPA (Ultra Löw pénétration air) (cf. Tableau 3).

La méthode de tes des filtres sont différentes sont différente suivant la catégorie de filtre :

- Filtre grossiers : méthode gravimétrique
- Filtre fine : méthode opacimétrique

- Filtre ultrafine : méthode des particules les plus pénétrantes (MPPS : Most pénétrative particule size)

Un filtre devra toujours être accompagné de son rendement et de la méthode de tes .de plus il ne faut pas comparer des rendements de filtres de catégorie différents.

A l'état vierge, la parte de charge des déférente filtre est à peu prées la suivante : [9]

- Filtres grossiers : 30 a50 Pa
- Filtre fine : 50 a 150 Pa
- Filtre ultrafins 100 à 250 Pa

Ces valeur soute donnés pour des vitrasses d'air en amont de 2 à3 m/s. après un certain temps de fonctionnement des équipements, le filtre va s'encrasser et sa perte de charge va augmente. la perte de charge maximale qu'il est recommandé de ne pas dépasser est la suivant [9]

- Filtre grossirai : 200 a 300 Pa
- Filtre fine 300 à 500 Pa
- Filtre ultrafine 1000 à 1500 Pa

La perte de charge du filtre influe directement sur le ventilateur mis en œuvre dans l'installation. Plus elle est élevée, plus le ventilateur mis en œuvre dans l'installation .plus elle est élevée, plus le ventilateur consomme de l'énergie pour vaincre cette perte de charge .le choix de l'ensemble ventilateur –filtre doits se faire sure la base de critères technico-économiques.

IL existe différents type de filtre et ils peuvent être classés suivant différentes façons :

- Suivant le matériau (métallique ; fibres classique, à charbon actif, fibres chargée ;
- Electriquement ; à bain d'huile.
- Suivant l'emplacement (verticaux, de conduite, muraux, plafonniers, terminaux [bouche de soufflage].
- suivant l'utilisation (une seule fois ou régénérable)
- suivante la classée (tableau 3)
- suivante le mode de fonctionnement (fixe, à déroulement, électro-filtres, automatiques).
- suivant le type construction (inclinée, rondira tambour, à déroulement automatique,

A poches).

### I.23.1.Les filtres métalliques

Ce sont des filtrant en laine d'acier fixé dans un cadre (permet de séparer la poussière ordinaires et capter le brouillard de peinture) les filtre en fibre ce sont des media en fibre de verre ou synthétiques. (Filtration la plus sommaire à la filtration absolue).

### I.23.2.Les filtres au charbon actif

Ce sont des media absorbant traie poreux en charbon.(utilisée pour l'élimination des odeurs, des gaze et vapeur d'origine industrielle et de gaz radioactifs)

### I.23.3.Le filtre en fibres chargée électriquement

Ce sont des sections d'ionisation composées de chargée négativement entre lesquelles sont disposée des fils chargée positivement .les particule chargée positivement .les particules chargée positivement vont déposer sur les plaques chargée négativement.

### I.23.4.Les filtres à bain d'huile

La veine d'air traverse un courant d'huile spéciale de impuretés .l'huile est constamment régénérée pour garde ses qualité de captation d'impureté [9]

**Tableau 3 calcification des filtre par classes [9]**

| Classification des filtres grossiers à rondement moyen | | |
|---|---|---|
| Classe des filtres(groupe G) | Rendement gravimétrique moyen Am(%) | Classe correspondante de filtre d'après EUREVENT |
| G1 | Am<65 | EU1 |
| G2 | 65≤Am<80 | EU2 |
| G3 | 80≤AM<90 | EU3 |
| G4 | Am≤90 | EU4 |
| Classification des filtre fine à rondement élevé | | |
| Classe filtre (group F) | Rendement opacimétrique moyen Em (%) | Classe correspondante de filtre d'après EUROVENT |
| F5 | 40≤ Em<60 | EU5 |
| F6 | 60≤Em<80 | EU6 |
| F7 | 80≤Em<90 | EU7 |
| F8 | 90≤Em<95 | EU8 |
| F9 | 95≤ Em | EU9 |
| Classification du filtre ultrafin à très heu rendement | | |
| Classe du filtre (groupe HEPA) | Rendement minimal sur la base des particules les plus difficiles à filtre (test MPPS) en % | Classe correspondante de filtre d'âpres EUROVENT |
| H10 | 85 | EU10 |
| H11 | 95 | EU11 |

| | | |
|---|---|---|
| H12 | 99,5 | EU12 etEU13 |
| H13 | 99 ,95 | EU14 |
| H14 | 99,995 | EU15 |
| Classification des filtres ultrafins à très faible pénétration pour application spéciales | | |
| Classe du filtre (groupe ULPA) | Rendement minimal sur les basses particules les plus difficiles à filtre (testMPPS) en% | Classe correspondent de filtre d'après EUROVENT |
| U15 | 99 ,9995 | |
| U16 | 99,99995 | |
| U17 | 99,999995 | |

Le fourgon est une chambre isotherme, c'est –à-dire que le fourgon est entièrement construit de panneaux sandwich individuellement conçus .les panneaux sandwich son isotherme car ils éliminent tous les point ''pont thermique'' tels que les métaux qui transmettent les températures extérieures vers l'intérieur du fourgon. Il n'a ni sommiers, ni poteaux ni traverses dans les panneaux. Chaque panneau – plancher, parois avant et toit est d'une seule pise, sans aucun jointe intérieure .les composante de chaque panneaux sont adaptée pour chaque cas. le plancher est fabrique d'un centre de 100mm de polystyrènes (80mm)pou des fourgons légers demandant mois d'isolation ) avec des couche inferieure et supérieures de centre –plaque de bois franc .différentes densité de polystyrène et épaisseur de contre –plaque de bois franc. Différentes densités de chaque client. Dans tout cas un couche inférieure d'acier galvanisé laque blanc portage le dessous plancher des intempéries. Le contre –plaque de bois franc supérieur du plancher est recouverte d'un épaisse couche de fibre de verre résine qui imperméabilisé totalement les composante du plancher .le résultat est un planche pleine langouse, sans joints ni sommiers vous offrant une efficacité isotherme maximale.les parois, toit et avant sont aussi d'une seule pieuse avec des revêtements intérieure /extérieure en fibre de verre blanc. Il n'y a aucun poteau ni traverse .le coure du panneau est adapte en fonction de besoins avec des isolants de rigidités et d'épaisseurs variée et l'insertion optionnel de contre –plaque et de dont l'épaisseur et la composition varient selon les besoins de rigide te et de résistance aux impacte de chargement .l'uniformité d'solution sons ponts thermique tels que sommiers ou poteaux maximise l'efficacité et la longévité de l'solutions .portes latiale, battants ,à roulement verticale sont disponible et peuvent être localisées selon les besoins spécifiques.

## I.24.Les panneaux sandwich

Un panneau sandwich isotherme a un centre en polystyrène (styrofoam) avec deux peaux ou surfaces intérieure et extérieur. Les cotés et le toit ont une peau extérieure en aluminium pré-peint blanc et une peau intérieur en acier galvanisé laque blanc, recouverte d'un film PVC anti –bactérien. Les panneaux de planche ont une premier peau inferieure de contre –plaque recouverte d'acier galvanise laque blanc .la peau supérieure est de contre –plaque de bois franc .il n'y a aucun sommier ou poteau duis qui pourrait transmettre la température extérieur vers l'intérieur .il n'ya aucun pont thermique .l'épaisseur de l'isolation peut virer en fonction de vos besoin .le planche a typiquement 82mm d'isolation, le toi de 82mm a 122mm, les mure de 42mm a 82mm. L'assemblage se faite à partir de module ou panneaux

De près de quatre pieds de large .cette approche permet une versatilité accrue et facilité préparation

Les plastique alvéolaires à base de résine de polystyrène sont généralement des mousse rigide à alvéoles fermés qui peuvent être fabriquai ayant des mousse spécifique variant de 0,02 à 0,5 g/cm$^3$ ;la plupart d'entre elles se trouvant dans la gamme de mase spécifique allant de 0,02 a 0,08 g/cm$^3$.Il existe actuellement deux principaux type de mousse de polystyrène :la mousse extrudé et la mousse moulée .bien qu'on poisse utiliser n'importe lequel des deux type dans certains application ,il ne faute pas considères que ces matériaux facilement ter changeables.

## I.25.La mousse extrudée

Pour produire ce type mousse on commence par fondre une matière plastique à base de polystyrène contenant un agent gonflant (moussant) à température élevé et sous pression, ensuite, la masse fondue est extrudée dans l'atmosphérique à traverse une fente ; à ce point, la masse subite une extrudée qui peut attendre environ 40 fois son volume initiale. Elle est extrudée sous forme de planche ayant un pot cule superficiel contenue ou bain de grouse billette qui peuvent être découpe en planche normalise ou usines pour leur donne toute autre forme désire. Les outille servant à traveller le bois (manuels ou électrique) sont employée ordinairement pour donne aux matières plastique alvéolaire la forme voulue, bise que le découpage à la scie à file permette d'obteniez une surface plus lisse. Les mousse extrudée ont une structure plus simple et plus régulerez que las mousse moulées (figure I.10) ; elles ont aussi une résistance mécanique plus élevée et une plus haute résistance à l'eau [10]

**Tableau I : résistance thermique superficielle d'une paroi**

| | Résistance superficielle interne (surface intérieure) | Résistances superficielle externe (surface extérieure ou ventilée) | résistance superficielle d'une paroi donnant sur l'extérieur ou sur un local ventilé | résistance superficielle d'une paroi donnant sur un autre local en atmosphère calme |
|---|---|---|---|---|
| **E**n $m^2$.K/W ou en $m^2$. °C. /W | $\frac{1}{hi}$ | $\frac{1}{he}$ | $\frac{1}{hi}+\frac{1}{he}$ | $\frac{1}{hi}+\frac{1}{hi}$ |
| Paroi verticales | **0 ,11** | **0,06** | **0,17** | **0,22** |
| Paroi horizontales ou oblique et flux ascendant | **0,09** | **0,05** | **0,14** | **0,18** |
| paroi horizontale et flux descendant | **0,17** | **0,05** | **0,22** | **0,34** |

$\frac{1}{h}$ **:** est la résistance thermique superficielle de la paroi

## Conclusion

L’objectif de ce premier chapitre était de présenter les composantes de production de froid d’un véhicule frigorifique.

## II.1. Introduction

Dans ce chapitre et a la suite d`une présentation brève du système d`équations générales régissant l`écoulement d`un fluide newtonien incompressible en régime turbulent, les modèles fermetures sont abordes. Nous ne considérons ici que les aspects relatifs aux seules caractéristiques dynamiques de l`écoulement turbulent sans transfert de chaleur ou de masse.

Depuis quelque décennies, Prandtl, Navier-stockes et Reynolds ont pu découvrir les lois fondamentales de la mécanique des fluides, il restait aux ingénieurs et l`homme de science exploiter ces loi et les mètres au service de l`homme.

Dans son ensemble, la mécanique des fluides est gouvernée par trois équations fondamentales. Celles-ci sont l`équation de continuité', l`équation de la quantité' de mouvement et l`équation de l`énergie [11].

## II.2. Modélisation de l`aération

La consommation d`énergie pour le conditionnement de l`air est directement proportionnelle au débit d`air, qui est donc une donnée essentielle au calcul du bilan. Cettedonnée n`est cependant pas facile a estimée. Suivant l`objectif du calcul du bilan et la qualité' de la caisse ou local (notamment l`étanchéité' de son enveloppe), on utilisera soit les valeurs conventionnelles donnée par des normes, soit le débit nécessaire a assurer la qualité' de l`air soit le débit d`air qui traverse la caisse. Ce dernier peut dans certains cas l`agrément dépasser le débit minimum nécessaire, et est estime' a l`aide d`un modèle mathématique.

Les masses d`air traversant la caisse sont dues par trois types de forces :

- le vent, ayant pour effet d`augmenter la pression sur la façade au vent, et d`abaissé la pression sur les autres façades et sur le loit.
- la différence entre les densités d`air intérieur et extérieur, qui cause un tirage (effet de cheminée) faisant monter l`air chaud et humide et descendre l`air froid et/ou sec.
- les ventilateurs des installations aérauliques.

Ces forces créent des différences de pressions entre les différents volumes caisse et l`extérieur, et induisent des débits au travers des ouvertures, des canalisations et des fissures.

Ces trois forces sont équivalentes dans la plupart des caisses. Font exception les caisses équipas de système de ventilation mécanique a double flux (pulsion et extraction), ou l`effet de ventilateurs doivent dominer.

Un modèle de ventilation comprend donc les modèles donnant la différence de pression résultant de chaque force, et un modèle de caisse et d`installation, qui décrit les relations entre les débits d`air et les différences de pression. Ce modèle est complète' par une équation de conservation : la masse d`air entrant dans la caisse est égale a la masse d`air qui en sort.

Les modèles peuvent être classés en deux grandes catégories :

- les modèles numériques résolvant les équations de dynamique des fluides (Navier stockes) dans le volume étudie'. Pour cela le volume étudié est découpé en éléments homogènes.

Une équation de conservation est écrite pour chaque élément, et toutes ces équations sont lies entre elles par des lois de conservation. Elles sont d`autre part soumises a des conditions aux limites décrivant l`effet des parois, des ouvertures, des bouches de ventilation et des grilles d`extraction. Cette technique requiert des ordinateurs puissants, et un investissement en travail important pour décrire le problème pose' en détail.

- les modèles nodaux, dans lesquels la caisse est représentée par un ensemble de zones homogènes, symbolisées par un nœud (figure 3.35). ces nœuds sont liés par des conductances qui modélisent les différents passages que l`air peut emprunter. Les nœuds extérieurs sont soumis a des pressions dues au vent et aux différences de densité.

## II.2.1. Équation de transport de la dynamique

. Dans un repère cartésien, les écoulements newtoniens, incompressibles et visqueux sont quantifies par les équations définies dans les paragraphes ci après

## II.2.2.L`équation de la continuité

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément. Elle exprime l`égalité' de la variation de la masse d`élément et de la différence entre la quantité' de fluide qui entre et celle qui quitte pendant le même temps.

L`équation de continuité' globale est donnée par :

$$\frac{D\rho}{Dt}+\rho\vec{\nabla}\vec{V}=0 \qquad \textbf{(II.1)}$$

$$\textbf{avec :}\left(\frac{D}{Dt}=\frac{\partial}{\partial t}+V^p\,.\,\nabla^p\right)$$

Dans un régime permanait

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i}=0 \qquad \textbf{(II.2)}$$

## II.2.3.L`équation de Navier-stocks

En mécanique des fluides, les équations de Navier-stockes sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l`approximation des milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l`air de l`atmosphère, les courants océaniques, l`écoulement de l`eau dans un tuyau, le mouvement d`air dans les locaux et de nombreux autres phénomènes d`écoulement de fluides. Elles sont nommées d`après deux physiciens du $XIX^e$ siècle, Claude Navier et George stockes.

Dans cette mémoire, on va présenter utiliser les équations :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t}+U_j\frac{\partial U_i}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i}+\nu\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j\,\partial x_j} \qquad \textbf{(II.3)}$$

2

Est la conséquence de directe du théorème de quantité de mouvement.

(1) : terme force d`inertie.

(2) : terme force appliquée.

(3) : terme in stationnaire.

(4) : terme convectif.

(5) : terme pression.

(6) : terme visqueux.

## II.2.4 La décomposition de Reynolds

La décomposition de Reynolds est dite que tout champ Φ (Φ=U ou P) se décompose en un champ moyen $\bar{\phi}$ .

Et en un champ fluctuant ϕ de moyenne nul.

$$\Phi=\bar{\phi}+\emptyset \qquad \textbf{(II.4)}$$

Les lettres minuscules désignent les fluctuations ou les écarts des valeurs par rapport à ces moyennes. Le symbole désigne moyenne statistique ou moyenne d`ensemble (moyenne sur un ensemble de réalisation). Elle est définie comme la limite statistique de moyenne arithmétique prise a travers un certain nombre d`expériences réalisées dans les mêmes conditions générales d`écoulement. Cette moyenne vérifie les règles de Reynolds.

En appliquant les lois suivantes de la moyenne à deux quantités turbulentes quelconques *f* et g. on aura :

- $\overline{(f+g)}=\bar{f}+\bar{g}\ ;\ \overline{\bar{f}g}=\overline{f\ g}\ ;\quad \overline{\partial f/\partial\xi}=\overline{\partial f}$ **(II.5)**

Variable d`espace ou de temps

Le cas turbulence stationnaire, les moyennes d`ensemble ne dépendent pas du temps. Dans le cas des écoulements homogènes, on pourra de même utiliser des moyennes spatiales.

La décomposition de Reynolds permet de distinguer l`écoulement moyen de l`écoulement fluctuant.

## II.2.5.traitement statistique des écoulements turbulents

Nous avons dit que la turbulence consistait en des fluctuations aléatoires des grandeurs caractéristiques et par conséquent l`approche statistique est utilisée pour l`étude de ces écoulements.

Malgré le fait que la théorie statistique et la simulation numérique sont des options nobles, presque tous les efforts de recherche axée sur la turbulence ces dernières décennies ont utilise' le concept des moyennes temporelle des équations de Navier-stockes résultant en des équations du mouvement, en terme de grandeurs moyenne et de fluctuations.

En suivant l`idée originale de Reynolds (1895), on supposera que le fluide est a l`état turbulent non permanent et aléatoire, une solution turbulente est toujours

Une solution compliquée non stationnaire des équations du mouvement, présentant des fluctuations irrégulières dans l`espace et dans le temps. Pour résoudre les équations du mouvement il faut spécifier les conditions initiales des variables du mouvement (Pet U) en tous points et a chaque instant.

Il est très difficile de capturer les fines perturbations sur une échelle ou l`incrément de temps est infinitésimal, on adopte une approche statistique et on s`intéresse a des équations moyennes, cela permet de décomposer la valeur instantanée Φ a une valeur moyenne $\bar{\phi}$ et une fluctuation **φ**. On écrit alors :

$$\phi = \bar{\phi} + \boldsymbol{\phi} \qquad \text{(II.6)}$$

Avec : $\bar{\phi} \int_0^T \phi \, dt$

Ou T une grandeur comparer a la période de fluctuations.

Cette décomposition (décomposition de Reynolds) a un avantage considérable dans le traitement mathématique des équations de mouvement.

$$\overline{\overline{U_i U_j}} = \overline{U_i U_j} \quad \overline{U_i U_j} = \overline{U_i U_j} + \overline{u_i u_j} \;,\; \overline{\overline{U_i} U_j} = \overline{U_i \overline{U_j}} = 0 \qquad \text{(II.7)}$$

,

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{\partial U}{\partial x} \partial t = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{1}{T} \int_0^T U dT \right] = \frac{\partial \bar{U}}{\partial x} \qquad \textbf{(II.8)}$$

2

## II.3.Les équations des mouvements moyennes

Les relations fondamentales régissant l`écoulement d`un fluide incompressible sont les équations de Navier-stockes et celles de continuité qui s`appliquent aux écoulements turbulents aussi bien qu`aux écoulements laminaires.

Si ce système d`équations a été résolu avec succès pour un grand nombre d`applications dans le cas laminaire [13], il est au contraire hors de question de, Calculer une Solution complète quand il s`agit des écoulements turbulents dans un écoulement quelque peut complexe exigerait des capacités des machines de calcul.

La moyenne et a l`origine une moyenne d`ensemble (moyenne stochastique), c`est-a-dire qu`elle prise sur un ensemble d`expériences effectuées dans les conditions identique. L`hypothèse d`périodicité' [Favre, 1976] il est équivalent de considérer une expérience répétée une infinité de fois ou une seule expérience menée a l`infini dans le temps –permet le passage a des moyennes temporelles, et par conséquent un traitement statistique des équations. Les équations ne sont alors a priori valables que pour des écoulements stationnaires mais dans la pratique elles sont alors largement utilisée les cas in stationnaires.

Pour des écoulements a faible nombre de mach, il est courant de considérer comme négligeables les fluctuations de la masse volumique [schiste,1993],ce qui se traduit par la relation su

$$\rho = \bar{\rho} \qquad \text{(II.9)}$$

En remplaçant dans les équations fondamentales les expressions instantanées des écoulements par leurs expressions sous la forme de la relation (II.5), et en moyennant les équations obtenues, on obtient les équations suivant

### II.3. 1. Équation de continuité' des mouvements moyens

L`équation de continuité' du champ moyen est obtenue par moyenne de l`équation (II.1) :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \text{(II.10)}$$

## II.3.2.Équation de Navier-stocks moyenne :

L`équation de Reynolds (obtenues par moyenne de l`équation (II.2) âpres avoir introduit la décomposition de Reynolds) :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j} + \nu\frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \text{(II.7)}$$

On écrit finalement :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = \partial - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\tau_{ij}} + R_{IJ}\right) \qquad \text{(II.8)}$$

Introduisent les corrélations doubles $\overline{U_iU_j}$ qui traduisent l`influence du champ turbulent sur le champ moyen. Elles sont interprétées comme des tensions apparentes $\overline{\rho U_iU_j}$ qui forment le tenseur des tensions de reynolds, ce tenseur est symetrique et sa trace est egale au double de l`energie cinétique de la turbulence.

La condition d`incompressibilité implique :

$$U_i\frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_iU_j}}{\partial x_j} \qquad \text{(II.9)}$$

Les tensions de Reynolds ou les contraintes de Reynolds $\overline{U_iU_j}$ peuvent etre s`ecrit sous la forme suivante

$$[R_{ij}] = -\rho\begin{bmatrix}\overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW}\\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW}\\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW}\end{bmatrix} \qquad \text{(II.10)}$$

O'U $[\tau_{ij}]$ est le tenseur des contraintes visqueuse, defini par :

$$[\tau_{ij}] = \Gamma\left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right] \quad \textbf{avec}$$

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_{ij}} = \Gamma\frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \textbf{(II.11)}$$

2

L`équation de la vitesse fluctuante est obtenue par différence (II.2 et II.8)

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{U_i U_j}\right) \quad \text{(II.12)}$$

La divergence des fluctuations de vitesse (équation obtenue par différence (II.1)-(II.6) est également nulle :

$$\boldsymbol{\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0} \quad \textbf{(II.13)}$$

## II.3.3. équation de transport des tensions de Reynolds

Les équations de transport sont de la forme générale :

$\boldsymbol{\frac{d\phi}{dt}}$=production+ diffusion –dissipation+sources additionnelles

Ou $\frac{d}{dt}$: represente la dérivée particulaire (rappelons qu

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{\partial \phi}{\partial t} + U_j \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \quad \text{(II.1)}$$

Les équations de départ sont les équations (II.1) et (II.2) dans lesquelles on a introduit l`équation (II.3) et (II.4). on part de l`équation (II.2) :

$$\boldsymbol{\frac{\partial(\overline{U_i}+U_i)}{\partial t} + (\overline{U_k} + U_k)\frac{\partial(\overline{U_i}+U_i)}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{p}+p)}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2(\overline{U_i}+U_i)}{\partial x_k \partial x_k}} \quad \text{(II.15)}$$

On fait la différence (II.11)-(II.7) en tendent compte de (II.8):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + u_k \frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_k} + \frac{\partial(u_k u_i - \overline{u_k u_i})}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k} \quad \text{(II.16)}$$

On peut écrire (II.12) pour l`indice j :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + u_k\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial x_k} + \frac{\partial\left(u_k u_j - \overline{u_k u_j}\right)}{\partial x_k} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu\frac{\partial^2 u_j}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II.17)}$$

On multiple (II.12) par $u_j$ et (II.13) par $u_i$ et on somme les deux equations obtenus. En regroupant certains termes, il vient :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + U_k\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k} = -R_{ik}\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_K} - R_{jk}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_K} + \frac{\overline{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_J} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{U_i U_j U_k}\right) - \frac{\partial}{\partial x_k}\left[\frac{\overline{p}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right] - 2\nu\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \nu\frac{\partial^2 R_{ij}}{x\partial_k \partial x_k} \qquad \text{(II.18)}$$

Cette équation fait apparaitre au second membre plusieurs contributions :les deux premiers termes traduisent l`action des gradients de vitesse moyenne sur le champ turbulent et représentent la production des tensions de Reynolds (son signe peut dans certain cas être négatif). Le terme de corrélation pression-déformation s`annule par contraction et réalise dance une redistribution d`énergie sur les composantes des tenseurs de Reynolds.

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k} = p_{ij} + T_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + \nu\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II.19)}$$

$T_{ij}$ : Transport diffusif du à la fluctuation de vitesse et aux fluctuations de pression

P : production.

$\varepsilon_{ij}$ : Dissipation visqueuse (car il constitue un puits du a la viscosité' moléculaire).

$D_{ij}$ : Diffusion visqueuse.

L`équation (II.12) est appelée équation de tension de Reynolds ou équation des corrélations doubles $R_{ij} = \overline{U_i U_j}$

II.3.4. Équation de l`énergie cinétique fluctuante :

K=1/2$R_{ij}$

2

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial k}{\partial x_j} = -R_{ik}\left(U_k\frac{\overline{U_i U_j}}{2}\right)\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{U_j}p\right) - v\frac{\partial U_j}{\partial x_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k} + v\frac{\partial^2 k}{\partial x_k \partial x_k} \quad \text{(II.20)}$$

Cette équation que l`on peut obtenir par contraction tensorielle de l`équation aux tensions de Reynolds, exprime que la variation de l`énergie cinétique de la turbulence est due aux effets des termes du second membre :

Production d`énergie par action des gradients de vitesse moyenne sur la turbulence ; transport par diffusion sous l`action des fluctuations de vitesse et de pression ; dissipation visqueuse et en fin diffusion visqueuse.

Schématiquement on écrira :

$$\boldsymbol{\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial k}{\partial x_k} = P + D - \varepsilon + v\frac{\partial^2 k}{\partial x_k \partial x_k}} \quad \text{(II.21)}$$

L`équation de K est utilisée notamment dans les modèles simplifiées a un ou deux équations de transport.

### II.3.5.Équation du taux de dissipation de l`énergie cinétique fluctuante

Multipliant l`équation (II.9) par $\left(-2v\frac{\overline{u_k u_i}}{\partial x_j \partial x_j}\right)$ et prenant la moyenne, on obtient :

- $\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} =$
  $-2v\left[\frac{\partial \overline{U_k}\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k} + \frac{\overline{\partial U_k \partial U_i}\partial U_i}{\partial x_j \partial x_j \partial x_k} + \right.$
  $UjUj\partial Uk\partial xj\partial xj\partial xk$
  (II.22)

L`équation du taux de dissipation de l`énergie turbulente est plus délicate a interpréter et a modéliser, elle est utilisée pour calculer l`échelle de longueur caractéristique de la turbulence.

## II.4.Problème de fermeture des équations

Le système(II.6) et (II.7) comporte plus d`inconnues que d`équations, c`est un système ouvert. Le fait d e prendre la moyenne d`une équation instantanée conduit a une perte

D`information qu`il faudra réintroduire sous forme d`hypothèse physique ; c`est le problème de fermeture.

Les tensions de Reynolds dans les équations de Navier-stocks font apparaitre des produits triples de vitesse qui proviennent des termes non linéaires. Cependant chaque nouvelle équation introduit un nombre d`inconnues encore plus grand, on a une hiérarchie ouverte.

Schématiquement : $\frac{\partial}{\partial t}\overline{U_i U_j \dots U_p} = \dots \{\overline{U_i U_j \dots U_p U_q}\} \dots$

**``n fois``** **``n+1 fois``**

Le problème donc est celui des liaisons de Reynolds et le champ moyen. Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront nécessaires pour traduisent le comportement du milieu turbulent permet alors d`obtenir un nombre d`équation égale a celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues par voie numérique.

## II.5. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence

### II.5.1. Hypothèse de chou

$$v_t = c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \qquad \text{(II.23)}$$

### II.5.2.Hypothèse de viscosité' turbulente de bousines

$$-\overline{u_i u_j} = v\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \qquad \text{(II.24)}$$

### II.5.3. hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t = L^2{}_m \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) \qquad \text{(II.25)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L^2{}_m \frac{\partial U_1}{\partial U_2} \qquad \text{(II.26)}$$

$L_m$ : Etant la longueur de mélange qui peut être détermine' facilement pour un certain nombre d`écoulement.

### II.5.4.Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov

$$v_t = C_v\sqrt{K} \qquad \text{(II.27)}$$

## II.6.Les modèles de turbulence et leurs classifications

Les modèles de turbulence utilisées dans ce travail pour le calcul des écoulements a recirculation sont le modèle de contrainte algébrique.

### II.6.1.Les modèles a viscosité' turbulence algébrique (modèle a zéro équation de transports)

La première génération de la modélisation de la turbulence est celle proposée par PRANDTL (1925) connu par " hypothèse de longueur de mélange" ($L_m$ ).

Aucune équation de transport n`est utilisée dans ce modèle, les tensions de Reynolds sont directement liées aux valeurs moyennes. En s`inspirant de la théorie cinétique des gaz Prandtl, suggéra que la viscosité' turbulente soit mise sous la forme de produit d`une vitesse et d`une longueur caractéristique du mouvement turbulent.

La longueur utilisée est dite « longueur de mélange » et la vitesse caractéristique s`exprime par l`hypothèse sui

$$V=L_m\sqrt{(2d_{ij})^2} \qquad \text{(II.28)}$$

Ce qui conduit a l`expression suivante de la viscosité' turbulente

$$V_T = L_m V=L_m{}^2\sqrt{\left(\frac{O\bar{C}_i}{Ox_j}+\frac{O\bar{C}_j}{Ox_i}\right)^2} \qquad \text{(II.29)}$$

$L_m$: Longueur de mélange

La longueur de mélange se calcul suivant le type d`écoulement des expressions variées, obtenus en générale a partir de l`expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standard.

Cependant, ces modèles ignorent complètement le caractère non local de la turbulence.

2

## II.6.2. Les modèles à une équation de transport

Ces modèles introduisent dans la définition de $V_T$ au moins une grandeur turbulente decrire par une equation d`evolution si on utilise l`équation de l`énergie cinétique de la turbulence K sous forme modélise'. On pourra déterminer $V_T$ par l`expression du type kolmogrov-prandtl

$$\boldsymbol{V_T = C_\mu L\sqrt{K}} \qquad \textbf{(II.30)}$$

Ou L est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque $P_t$ de l`ecoulement.

## II.6.3. le modèle k-ε et RNG (modele a deux equations de transport)

Le modèle k-$\varepsilon$ [launder & spalding, 1974] est certainnement le modele le plus répandu. La viscosité' turbulente est donnée par la relation :

$$\boldsymbol{\mu_t = \rho c_\mu \frac{K^2}{\varepsilon}} \qquad \textbf{(II.31)}$$

Ou $\varepsilon$ taux de dissipation visqueuse de l`énergie cinétique turbulent, est donnée par :

$$\boldsymbol{\varepsilon = \mu\overline{\nabla\bar{u}:\nabla^t\bar{u}}}$$

Les deux équations de fermeture s`écrivent :

$$\boldsymbol{\rho\left(\frac{\partial K}{\partial t} + (\bar{u}\nabla)K\right) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla K + P + G - \rho\varepsilon\right)}$$

$$\boldsymbol{\rho\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + (\bar{u}\nabla)\varepsilon\right) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon + C_{\varepsilon 1}(P + C_{\varepsilon 3}G)\frac{\varepsilon}{K} - C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{K}\right)}$$

Avec :

$$\boldsymbol{P = \mu_t tr(\nabla\bar{u}:\nabla\bar{u} + \nabla^t\bar{u}:\nabla\bar{u})}$$

$$\boldsymbol{G = -\frac{\mu_t}{\sigma_t}\beta g.\nabla\bar{T}} \qquad \textbf{(II.32)}$$

Les constantes, déterminées empiriquement par les auteurs du modèle, sont données dans le tableau suivant :

**Tableau II. Constantes du modèle k-$\varepsilon$**

| $c_\mu$ | $C_{\varepsilon 1}$ | $C_{\varepsilon 2}$ | $\sigma_k$ | $\sigma_\varepsilon$ | $\sigma_T$ | $C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 2}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,09 | 1,44 | 1,92 | 1 | 1,3 | 1 | 0,7 |

Les tenir compte de la prédominance des forces de viscosité' prés des parois, des lois complémentaires doivent être introduite pour déterminer la valeur des différentes variables du problème au premier nœud âpres une paroi (nœud P). Elle ici simplifiées puisque les lois Classiques sur la vitesse et l`énergie cinétique turbulente ne sont pas introduites : U et K sont calculées jusqu`aux parois par les équations précédentes et $\varepsilon$ determine' au nœud P par la loi suivante [parneix, 1995] :

Avec

$$\boldsymbol{\varepsilon_p = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{K_p^{\frac{3}{2}}}{K_y}} \qquad (\boldsymbol{II.33})$$

$K$, constante de von karman egale a 0,42.

Y, distance du nœud P a la paroi.

Ce modèle est très répandu de part sa simplicité', sa robustesse et sa facilites de mise en œuvre. Bien que les aspects généraux des écoulements soient bien simules, il apparait certaines insuffisances dues notamment a la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k-$\varepsilon$ sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

Le modèle k-$\varepsilon$ deux couches [chen & patel, 1988] qui, a proximite' des parois, utilise un modele a une equation (pour k) et exprime $\varepsilon$ a l`aide d`une longueur caracteristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds. Le modèle k-$\varepsilon$ detendu [Chen & Kim, 1987], qui ajoute un terme a l`équation du taux de dissipation pour que le transfert d`énergie réponde plus efficacement a la déformation moyenne de l`écoulement, rend le modèle moins d'effusif, le modèle RNG, développe' par le groupe de renormalisation [yak hot & Smith, 1992]. Il consiste en une estimation au cours de calcul de la constante$C_{\varepsilon 1}$, remplacee dans l`équation de dissipation par $C_{\varepsilon 1}$'donnee par l`expression(II.27).

Cette Expression ajoute un terme fonction du taux de déformation $\eta$ a l`equation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif. $\boldsymbol{C_{\varepsilon 1}{}' = C_{\varepsilon 1} - \eta \frac{(1-\eta_0)}{1+\beta\eta^3}}$

Les constantes du modèle RNG ont pour valeur :[23]

**Tableau II.2 :Constantes du modèle RNG**

| $c_\mu$ | $C_{\varepsilon 1}$ | $C_{\varepsilon 2}$ | $\sigma_k$ | $\sigma_\varepsilon$ | $\sigma_t$ | $C_{\varepsilon 1}C_{\varepsilon 2}$ | $\eta_0$ | $\beta$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,005 | 1,42 | 1,68 | 0,7179 | 0,7179 | 1 | 0,7 | 4,33 | 0,012 |

## III.6.4. le modèle v2-f : modèle à quatre équations

Il a été' développe' par durain [turbin, 1991] et représente une évolution du modèle k-$\varepsilon$. Il a été teste' sur divers ecoulement comme les ecoulements a decoulement [durbin, 1995] ou l`impact d`un jet sur une plaque chauffee [behnia et Al, 1996], et constitue une réelle amélioration au niveau des profils de vitesse ou des transferts thermiques.

La viscosité' turbulente cinématique s`exprime comme le produit du carre d`une vitesse et d`un temps caractéristiques de l`écoulement. Dans le modèle k-$\varepsilon$, l`énergie cinétique turbulente représente le carre' de la vitesse caractéristique. Or, prés des parois, cette dernière est plutôt représentée par la fluctuation de la vitesse normale aux lignes de courant $v^2$ que par k.

Par conséquent, le modèle k-$\varepsilon$ ne prend pas correctement en compte l`annulation de la viscosité' turbulente prés des parois. Dans le modèle $v^2 - f$ la viscosité' turbulente dynamique est exprimée par la relati

2

$$\mu_t = \rho C_\mu v^2 T$$

De cette façon, le modèle tient compte de l`anisotropie de la turbulence près des parois. T est le temps caractéristique de la turbulence défini par la relation suivante :

$$\mathbf{T=max}\left[\frac{K}{\varepsilon}, C_T\left(\frac{v}{\varepsilon}\right)^{1/2}\right]$$

Aux équations l'égerment modifiées de K et $\varepsilon$ est alors rajoutee une equation de transport pour $v^2$ le système se resume aux équations suivantes

$$\rho\frac{dK}{dt} = P - \rho\varepsilon + \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla K\right]\rho\frac{d\varepsilon}{dT}\rho\frac{dv^2}{dt}\rho Kf - \frac{v^2}{k}\rho\varepsilon + \nabla\left[\left(\mu + \mu t\sigma k\nabla v2\right.\right. \quad \textbf{(}\text{II.34})$$

Où P est le terme de production d`énergie cinétique turbulente moyenne. La variable $f$ ? qui représente la redistribution de l`intensité' turbulente –K$f$ étant le terme de production de –$f$, est évaluée par l`équation elliptique suivante

$$f\text{-}\ L^2\nabla^2 f = \left(C_{f1} - 1\right)\frac{2\nabla - v^{2/k}}{T} + C_{f2}\frac{P}{k} \qquad \text{(II.35)}$$

les constantes sont les suivantes :[22]

**Tableau III.3 : Constantes du modèle v2-f**

| $C_\mu$ | $C_{\varepsilon 1}$ | $c^*_{\varepsilon 1}$ | $C_{\varepsilon 2}$ | $C_{f2}$ | $C_{f2}$ | $C_T$ | $C_L$ | $C_\eta$ | $\sigma_k$ | $\sigma_\varepsilon$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,19 | 1,55 | 0,04 | 1,9 | 1,4 | 0,3 | 6 | 0,3 | 70 | 1 | 1,3 |

$$C'_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon 1}\left[1 + C^*{}_{\varepsilon 1}\sqrt{\frac{K}{v^2}}\right] \qquad \textbf{(II.36)}$$

## II.6.5. le modèle aux tensions de Reynolds (RSM)

Dans le cadre de cette étude, un modèle de turbulence Reynolds stress (RSM), a été utilise' pour fermer les équations de Navier-stockes moyennées.

2

- En raison des difficultés rencontrées jusqu`a présent dans le développa pâment des deux premières approches pour les écoulements a grands nombres de Reynolds, la modélisation statistique utilisant des modèles allant du modèle (k-$\varepsilon$) jusqu`aux modèles aux tensions de Reynolds reste l`approche privilégie.
- Les modèles RSM montrent de très notables améliorations et sont caractérises en en particulier, par le fait de donner un grand nombre de paramètres qui sont en général proches des paramètres réels avec un degré élève de fidélité et de justesse physique.

Contrairement au modèle (k-$\varepsilon$) base' sur l`hypothese de viscosite' turbulente qui suuppose l`isotropie local, le modele de contrainte de reynolds simule directement le

Transport de chaque contrainte d Reynolds individuellement gouverne' par l`équation exacte (II.20)

D`une façon générale, le modèle peut être exprime' par l`équation suivante [14] :

$$\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\rho U_k \overline{U_i U_j}\right) = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} - \frac{2}{3}\rho\varepsilon\boldsymbol{\delta_{ij}} \qquad \textbf{(II.37)}$$

$o'u$ : $D_{ij}$ $P_{ij}$ et $R_{ij}$ designent respectivement le transport diffusif de contrainte, production de contrainte due au cisaillement moyen, et redistribution d`energie causee par la correlation de pression-gradient de vitesse. Le terme de transport diffusif $D_{ij}$ est modélise' par l'expression suivante, proposée par Oaly et Harlow [15] :

$$D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k}\left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon}\overline{U_k U_j}\right) \qquad \textbf{(II.38)}$$

$C_\varepsilon$ Etant une constante empirique.

le terme de production de contrainte est exprime'par :

$$P_{ij} = -\rho\overline{U_i U_j}\frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \rho\overline{U_i U_j}\frac{\partial U_i}{\partial x_k} \qquad \textbf{(II.39)}$$

st une forme exacte. la sommation de (II. 23)donne la production d`energie turbulente:

$$P_k = \frac{1}{2}P_{ij}$$

Differents modeles ont ete proposes Pour la redistribution d`energie. Nous représentons le modèle suivant [9] :

$$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} \qquad \textbf{(II.40)}$$

2

$$R_{ij,1} = -C_1 \rho \varepsilon \left( \frac{\overline{U_i U_j}}{K} - \frac{2}{3}\delta_{ij} \right) \quad \textbf{(II.41)}$$

$$R_{ij,2} = -c_2 \left( P_{ij} - \frac{2}{3} P_k \delta_{ij} \right) \quad \text{(II.42)}$$

La fermeture de l`équation (II.21) est enfin achevée par l`équation suivante pour la dissipation turbulente $\varepsilon$[14] :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_k}\left( C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_l} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_l} \right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad \textbf{(II.43)}$$

Cette équation a la même forme que la deuxième équation dans le modèle K-$\varepsilon$, sauf le terme de diffusion. Les constantes empiriques intervenant dans le modele sont donnees dans le tableau suivant [20] :

**Tableau (1.2):Les écoulements du modèles RSM**

| Cs | $C_1$ | $C_2$ | $C_\varepsilon$ | $C_{\varepsilon 1}$ | $C_{\varepsilon 2}$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,22 | 0,8 | 0,6 | 0,15 | 1,44 | 1,92 |

A partir des équations de Reynolds, Robin (1972) a propose' que le transport (convection plus

Diffusion) des contraintes de Reynolds est proportionnel a celui de l`énergie cinétique turbulente [15] on a :

$$\frac{\partial(\rho U_k \overline{U_i U_j})}{\partial x_k} - D_{ij} = \frac{\overline{U_i U_j}}{K}(P_k - \rho \varepsilon) \quad \text{(II.44)}$$

$o'u$: $\frac{\overline{U_i U_j}}{K}$ Est le coefficient de proportionnalité' qui n`est pas une constante en générale.

l`introduction de cette hypothese (II. 19) Dans l`equation de transport est de la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho U_k \overline{U_i U_j})}{\partial x_k} = D_{ij} + P_{ij} + R_{ij} = \frac{2}{3}\rho E \delta_{ij} \qquad \text{(II.45)}$$

$$\overline{\boldsymbol{U_i U_j}} = \boldsymbol{K}\left[\left(\frac{2}{3}\boldsymbol{\delta_{ij}} + \left((\mathbf{1}-\boldsymbol{C_2})\left(\frac{\boldsymbol{P_{ij}}}{\boldsymbol{\varepsilon}} - \frac{2}{3}\frac{\boldsymbol{P_k}}{\boldsymbol{\varepsilon}}\boldsymbol{\delta_{ij}}\right)\right)\right) \Big/ \left(\boldsymbol{\rho C_1} + \frac{\boldsymbol{P_k}}{\boldsymbol{\varepsilon}} - \boldsymbol{\rho}\right)\right] \qquad \text{(II. (46)}$$

Avec

$$P_{ij} = -\rho\overline{U_i U_k}\frac{\partial U}{\partial x_t} - \rho\overline{U_i U_k} - \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \qquad \textbf{(II.47)}$$

La sommation de (3.17) donne la production d`énergie turbulente :

$$P_k = \frac{1}{2}P_{ij} \qquad \textbf{(II.48)}$$

Pour la redistribution d`énergie, différents modèles sont proposés dans le présent code (TEAM), ils ont utilisés le modèle suivant :

$$R_{ij} = R_{ij,1} + R_{ij,2} + \boldsymbol{R_{ij,w}} \qquad \textbf{(II.49)}$$

Où :$R_{ij,1} = -C_1\rho\varepsilon\left(\frac{\overline{U_i U_j}}{K} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\right)$

(II.34)

$$R_{ij,2} = -C_2\left(P_{ij} - \frac{2}{3}P_k\delta_{ij}\right) \qquad \textbf{(II.50)}$$

Et$R_{ij}$, w (les termes a la proximite' de la paroi) :

$$R_{11,w} = \left\{C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2C'_2\left(P_{22} - \frac{2}{3}P_k\right)\right\}F$$

$$R_{11,w} = \left\{-2C'_1\frac{\varepsilon}{K}V'^2 - C_2C'_2\left(P_{22} - \frac{2}{3}P_k\right)\right\}F \qquad \textbf{(II.51)}$$

2

$$R_{11,w} = \left\{ C'_1 \frac{\varepsilon}{K} V'^2 - C_2 C'_2 \left( P_{22} - \frac{2}{3} P_k \right) \right\}$$

$$R_{11,w} = \left\{ -1.5 C'_1 \frac{\varepsilon}{K} \overline{UV} + 1.5 C_2 C'_2 P_{12} \right\} F$$

Et le terme F est donnée par

$$F = \frac{K^{3/2}}{2 .\varepsilon X_n} \qquad \textbf{(II.52)}$$

La fermeture de l`équation (II, 20) est enfin achevée par l`équation suivante pour l`énergie turbulente K

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U K) = \frac{\partial}{\partial x_k}\left( C_k \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_i} \frac{\partial K}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.53)}$$

Et pour la fermeture de l`équation de dissipation s on a :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_1 \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_k}\left( C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \overline{U_k U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{K}(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon) - \rho\varepsilon \qquad \textbf{(II.54)}$$

Les constantes empiriques intervenant dans le modèle sont données le tableau suivant :[13]

**Tableau (1.3) :Les constantes du modèle ASM**

| $C_s$ | $C_1$ | $C_2$ | $C_\varepsilon$ | $C_{\varepsilon 1}$ | $C_{\varepsilon 2}$ | $C'_1$ | $C'_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,22 | 1,8 | 0,6 | 0,15 | 1,44 | 1,92 | 0,5 | |

L`ensemble des équations (II.39), (II.38) et (II.30) constitue le modèle de contrainte algébrique.

La distribution des équations (II.31) a (II.30) donne le système algébrique suivant :

$$a_{i1}\overline{U'^2} + a_{i2}\overline{U'^2} + a_{i3}\overline{U'V'} + a_{i4}\overline{W'^2} = \boldsymbol{b_i} \qquad \textbf{(II.55)}$$

La condition de contraintes normales inconditionnellement positives est assurée par la détermination simultanée de toutes les contraintes normales par la résolution du système algébrique suivant :

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \rho\overline{U^2} \\ \rho\overline{V^2} \\ \rho\overline{W^2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{b_1} \\ \boldsymbol{b_2} \\ \boldsymbol{b_3} \end{pmatrix} \quad \textbf{(II.56)}$$

Où les coefficients sont définis tel que :

$a_{ij} \leq 0$ Pour i≠ $\boldsymbol{j}$ **(II.57)**

Le système algébrique (II.41) est résolu par le théorème de cramer.

Soit : $\rho\overline{U^2} = \frac{\nabla_1}{\nabla}$ , $\rho\overline{V^2} = \frac{\nabla_2}{\nabla}$ ,$\rho\overline{W^2} = \frac{\nabla_3}{\nabla}$.

Une fois les contraintes normales déterminées, nous calculons la contrainte de cisaillement par :

$$\overline{U'V'} = -\frac{a_{31}}{a_{33}}U'^2 - \frac{a_{33}}{a_{33}}V'^2 - \frac{a_{32}}{a_{33}}W'^2 - \frac{b_3}{a_{33}} \quad \text{(II.58)}$$

## II.7. transmission de la chaleur

La technique frigorifique doit attacher une très grande importance dans ses applications aux phénomènes physiques régissant la transmission de la chaleur d`un corps a un autre ou au travers d`un même corps. En effet nous devons rechercher :

- d`une part, un échangeur de chaleur aussi parfait que possible entre les fluides froids et les fluides chauds circulant soit a l`intérieur soit a l`extérieur des échangeurs thermique de la machine frigorifique, c`est-a-dire au condenseur et a l`évaporateur ;
- d`autre part, un échange de chaleur aussi imparfait que possible entre enceinte réfrigérée et l`ambiance extérieur.

Ces deux considérons nous amèneront a rechercher quels sont les processus permettant ce transfert de chaleur et également définir les coefficients de transmission de chaleur pour chaque mode de transmission.

## II.7.2 : les différentes modes de transmission de chaleur

Physiquement l`on distingue trois modes de transmission de la chaleur. En effet la chaleur peut être transmise d`un corps chaud a un corps froid :

- Par conduction ;
- Par convection ;
- par rayonnement.

## II.7.2.1 : transmission de la chaleur par conduction

La transmission de la chaleur par conduction a lieu dans seul et même corps lorsque ses parties présentent des températures différentes. Si nous plongeons l`extrémité d`une

Tige d`acier dans un foyer la température de la tige est régulièrement décroissante de l`extrémité chaude a l`extrémité froide. Les particules portées a haute de température sous l`action de la flamme réchauffent les particules voisines plus froides en se refroidissant. Il y a propagation de la chaleur de proche en proche a travers le métal sans déplacement de matière. L`effet du chauffage ne devient sensible a l`extrémité' froide que si celui-ci dure suffisamment longtemps.

## II.7.2.2 : transmission de chaleur par convection

Dans les fluides (liquide ou gaz) les différences de température régnant au sein de la masse du fluide provoquent des variations de densité'. Ces différences de densité' créent au sein même de fluide des mouvements dits mouvement de convection, qui ont pour effet de tendre a égaliser les températures des divers points de la masse fluide par substitution réciproque des particules du fluide au contact des surfaces solides qu`il baigne.

Elles s`y réchauffent ou s`y refroidissent suivant que la température de la paroi est les mouvements de convection sont donc les facteurs essentiels de transmission de chaleur entre un solide et un fluide.

Les mouvements de convection pouvant être naturels ou provoqués artificiellement nous distinguerons la convection naturelle et la convection forcés.

### II.7.2.3. Transmission de la chaleur par rayonnement :

Toutes les corps, quelque soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d`énergie s`effectue au détriment de l`énergie interne du corps émetteur. Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière.

### II.7.3. modélisation du transfert de chaleur :

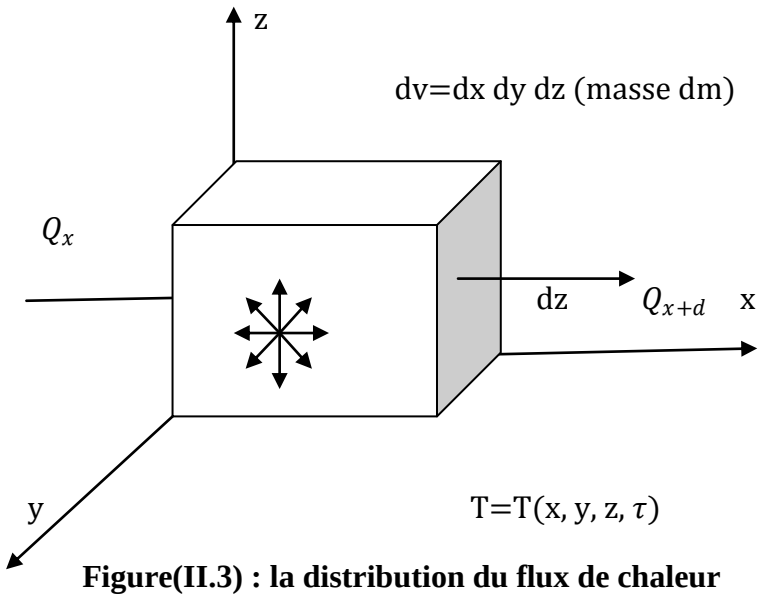
On se propose de modéliser la répartition de la température dans le système caisse ou local, pour chercher le flux d`évacuation idéal due a une source de chaleur (milieu extérieur).

Le but du problème est l`étude de la répartition du champ température a l`intérieur et l`extérieur du système représente' sur la figure(II.3) en fonction des caractéristiques des matériaux qui la forment (air, isolation,…etc.). Cela donne une meilleure compréhension du phénomène et favorise un meilleur agencement du système et un meilleur refroidissement thermique [16]

### II.7.3.1. L`équation générale de la conduction :

Ecrivons le bilan thermique pendant un intervalle de temps dt pour un élément infinitésimal de volume dV=dxdydz d`un solide.

Q' : flux de chaleur par unité' de volume engendre' par les sources a l`intérieur de l`élément de volume.




**Figure(II.3) : la distribution du flux de chaleur**

dans la direction x, le cube infinitésimal reçoit en un temps t une énergie :$Q_x$dt

Dans la direction x, le cube infinitésimal perd en un temps dt une énergie : $Q_{x+d}$ dt

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Entrée stock | + | production sur place | = | sortie | + | consommation sur place | + | variation du |

$$\overbrace{(\dot{Q}_x + \dot{Q}_y + \dot{Q}_z)d\tau}^{entree} + \overbrace{(\dot{Q}' dx\, dy\, dz\, d\tau)} = \left( \dot{Q}_{x+dx} + \overbrace{\dot{Q}_{y+dy} + \dot{Q}_{z+dz}}^{sortie} \right) dT + \overbrace{\overbrace{dU}}^{variation\ \ stock}$$

**Figure(II.4) : bilan énergétique**

Suivant x :

$$Q_x dt + \dot{Q}_{dx\ dy\ dz\ dt} = \dot{Q}_{x+dx} dx + dU \qquad \textbf{(II.44)}$$

Isolant dU et divisant par dt

$$\frac{dU}{d\tau} = (Q - \dot{Q}_{x+dx}) + Q\dot{d}V$$

Mais nous avons aussi :

$$\text{dU=dm}c_p\text{dT=}\frac{dm}{dV} c_p dT dV = \rho c_p dT dV \qquad \textbf{(II.45)}$$

Donc :

$$\frac{dU}{d\tau} = \rho c_p \frac{dT}{d\tau} dV$$

Rappel si T=f(x, y, z, t) le rapport : $\frac{dT}{dx}$ on l`ecrira $\frac{\partial T}{\partial x}$

Donc :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} dV = (\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx}) + Q\dot{d}V$$

Rappel :

$$\text{T(x, y, } \tau + dT\text{)=T(x, y,}\tau\text{)+}\frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau \Rightarrow \dot{Q}_{x+dx} = \dot{Q}_x + \frac{\partial \dot{Q}_x}{\partial x} dx \rightarrow \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} = -\frac{\partial \dot{Q}_x}{\partial x} dx$$

Mais par la loi de Fourier

$$\dot{Q}_x = -\lambda_x A \frac{\partial T}{\partial x} = \left(-\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x}\right) dydz \qquad \textbf{(II.59)}$$

Où nous avons considère' que **λ** peut dépendre de la direction

$$\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} = \frac{\partial \dot{Q}_x}{\partial x} dx = \frac{\partial\left(-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} dydz\right)}{\partial x} \text{dx} = \frac{\partial\left(-\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x}\right)}{\partial x} \underbrace{dxdydz}_{dV} = \left(\frac{\partial \lambda_x}{\partial x}\frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right) dV$$

Qui doit être introduit dans :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} dV = \left(\dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx}\right) + \dot{Q}\text{dV}$$

Et donne regroupant les termes et en éliminant d V qui est facteur commun

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial \lambda_x}{\partial x}\frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dot{Q} \qquad \textbf{(II.60)}$$

Généralisation a la conduction dans les 3D :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \left(\frac{\partial \lambda_x}{\partial x}\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial \lambda_y}{\partial_y}\frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial \lambda_z}{\partial z}\frac{\partial T}{\partial z}\right) + \left(\lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \dot{Q}$$

(II.61)

Des hypothèses raisonnables sont introduites :

a) si le solide est isotrope (cas 3D) :$\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$
b) si le solide est homogène : **λ**≠f(x, y, z)

L`équation générale de la conduction pourra être simplifié

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \boldsymbol{Q} \qquad \textbf{(II.62)}$$

Ou en définissant la diffusivité' thermique : $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$

Donc

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \dot{Q} \qquad \textbf{(II.61)}$$

Avec $\dot{Q} = \frac{\dot{Q}}{\alpha}$

## II.7.3.2 : les conditions aux limites

**Pour modéliser les échanges de chaleur a l1iterface fluide solides, plusieurs modèles sont possible:**

### II.7.3.2.1**condition de Dirichlet**

Elle consiste à imposer la température a une donnée Thêta. ceci pourrait s`appliquer correctement a un système de chauffage autorégule' qui maintient sa température constante.

### II.7.3.2.2condition de Neumann

Elle consiste à dire qu`il se produit un flux de chaleur constant du corps le plus chaud vers le corps le plus froid.

Elle s`exprime par gard (thêta).n=thêta –f sur une la frontière de Neumann.

### II.7.3.2.3condition de robin-Fourier

L`échange thermique entre un fluide en mouvement et un corps nécessite a priori l`étude de l`écoulement lui-même qui est une question plus complexe. On se contente donc de dire que le flux thermique vérifie l`équation suivante :

-grad(T)=h(T-Fluide), où h est un coefficient d`échange thermique par convection.

### II.7.3.3 leurs formulations mathématiques

La frontière en question est formée de plusieurs types de frontières sur chacune d`elle, on impose une condition a la limite de Fourier, Neumann ou Dirichlet. Les équations du modèle s`écrivent :

**II.7.3.3.1T**=Thêta sur la frontière de Dirichlet.

**II.7.3.3.*2*grade**(T).n=g sur la frontière de Neumann.

**II.7.3.3.3**–grade(T).n= (h/k)*(T-Tf) sur la frontière de robin-Fourier

Où h désigne un coefficient d`échange thermique et Tf la température du fluide [18]

2

## II.8. conclusion

Dans cette étude nous nous somme intéresse’ a la prévision numérique d`écoulement turbulent de fluide incompressible en régime variable avec le modèle (RSM) qui est base’ sur un concept d`anisotropie, capable de capter tous les perturbations de l`écoulement qui est fortement perturbe’ dans la région de recirculation, et que le gradient de pression adverse peut être suffisamment importent pour influencer la diffusion de l`écoulement et l`épaississement des couches limites sur les parois, ou il ya dans ce cas une influence non négligeable sur l`écoulement.

## III.1. introduction :

Ce chapitre est consacre' a l`aspect numérique de la résolution des équations de transport formulées dans le chapitre précédent. Les points importants comprenant la discrétisation des équations, les propretés des schémas discrétises, le traitement du couplage vitesse-pression, la technique de résolution itérative. La formulation des conditions aux limites sera exposée dans le chapitre suivant.

La discrétisation d`une EDP est le remplacement de l`information continue que contient sa solution par une information discrète. Donc, le domaine de calcul qui était dépendantes et de l`espace qui permet de remplacer les EDP très compliques par des équations algébriques faciles a résoudre.

La forme finale du modèle mathématique élabore' un système d`équation aux dérive' partielles elliptiques. A cause de leur non linéarité' et la complexité' du problème physique, elles ne pas être résolus analytiquement. La seule approche a envisager ici est la procédure numérique.

## III.2 .les trois grandes méthodes des discrétisations

Pour passer d`un problème exact continu régit par une EDP au problème approche' discret, il existe trois grandes familles des méthodes.

- La méthode des différences finies (MDF) procède' par approximation des dérivées d`une fonction en termes de ces valeurs approchées aux nœuds du maillage.
- La méthode des éléments finis.
- La méthode des volumes finis.

### III.2.1La méthode des différences finies

La méthode consiste a remplace les dérivées partielles par des différences divisées ou combinaisons de valeur ponctuelles la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage. Plus clairement nous avons dit :

Elle consiste a approximer les dérivées de l`EDP par des troncatures de séries de Taylor.

La substitution de ces approximations dans l`équation différentielle donne les équations aux différences finies.

Il faut noter que cette méthode est très simple dans sa formulation, mais elle donne des résultats non satisfaisants, surtout en présence des variations exponentielles [11].

### III.2.2La méthode des volumes finis

Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine de calcul en un nombre de volumes de contrôle juxtaposes. Chacun de ces derniers englobe un "nœud principal".

La méthode intègre, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous forme de loi de conservation. Elle fournit ainsi de manière naturelle des approximations discrètes conservative et est particulièrement bien adaptée aux équations de la mécanique des fluides. Sa mise en œuvre est simple avec des volumes élémentaires rectangles.

### III.2.3La méthode des éléments finis

La méthode consiste a approcher, dans un sou –espace de dimension finie, un problème écrit sous la forme variation elle dans un espace de dimension infinie. Cette forme variation elle est équivalence a une forme de minimisation de l`énergie en générale.

La solution approchée dans ce cas une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres comme, par exemple, ses valeur en certain points ou nœuds du maillage.

Des géométries complexes contrairement aux différences finies mais demande un grand coût de temps de calcul et de mémoire.

## III.3.choix de la méthode de discrétisation

Dans cette étude, la formulation des volumes de contrôle est adaptée puisque :

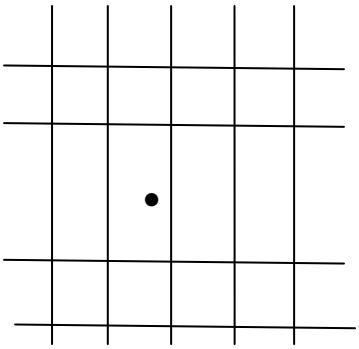
- Elle est simple dans la dérivation des équations algébriques.
- Elle exprime le principe de conservation pour un volume de contrôle, de la même façon qu`une EDP l`exprime sur un volume de contrôle infinitésimal.
- La solution obtenue implique la conservation intégrale de toutes les quantités (énergie, masse…) sur un groupe de volumes de contrôle ou sur tout le domaine de calcul.

- Elle est largement utilisée et testée.

Nous considérons l`équation de la chaleur en régime stationnaire et in stationnaire [11].

## III.4. généralisation de maillage

Avant de discrétiser les EDP, il est nécessaire de couvrir le domaine de calcul par un maillage. Il y a deux façons de la faire, dans la première, le maillage des nœuds principaux (ligne continues figure (III.1)) est défini tandis que les volumes de contrôle (lignes discontinues) sont tracés en plaçant leurs faces a mis distances entre les nœuds principaux.



**Figure(III.1) : face centrée**

La deuxième procédure définie les faces des volumes de contrôle puis place les nœuds principaux dans leurs centres (Figure (III.2)).

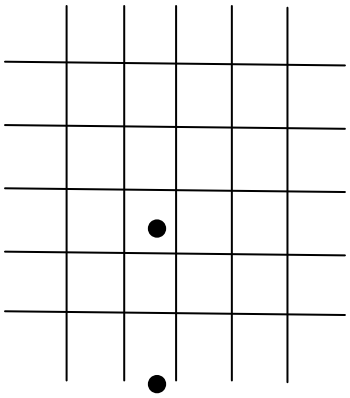


**Figure (III.2) : nœuds centrés.**

Puisque cette étude va tenir compte de la turbulence, la seconde technique est préférable. Cela est dû aux équations décrivant la distribution de K et $\varepsilon$ qui sont domine's par leurs termes source.

La discrétisation de ces termes, en supposant qu`ils sont uniformes sur le volume, est la plus adéquate a être choisie.

Aussi lors de la simulation des écoulements dans la géométrie compliquée comme notre cas, où on traite les écoulements autour des obstacles les limites de l`obstacle sont considères comme faces de volumes de contrôle. Donc, si on place les faces en premier lieu, il sera très facile de positionner les lignes principales. En contre partie, si on commence par les lignes principales, on devra exercer des arrangements pour que les volumes de contrôle soient aux bonnes positions.

Pour avoir une bonne approximation des flux convectifs (équation de continuité') et une meilleure évaluation des gradients de pression (équation de la quantité' de mouvement), la technique du maillage déplace' est utilisée pour les composantes de la vitesse. Cette technique est développée par Harrow (1965), elle forme la base de l`algorithme simple (semi implicite méthode for pressure linked équations) proposée par malankar et standing.

Dans un système de maillage déplace', les vitesses sont calculées sur les faces des volumes de contrôle. Aussi, dans la direction x, la vitesse u est calculée sur la face normale à

Cette direction. Les positions de u sont montrées par des flèches, tandis que celles des nœuds par des cercles.

Il faut noter que les positions de u sont déplacées seulement dans la direction x. la même procédure est suivie pour la composante v, dans le deuxième sens (direction y ou r).les autres variables (P, K-$\varepsilon$,T…) sont stockées dans les nœuds principaux.

Dans le présent travail, on utilise le maillage déplacée non uniformes avec raffinement dans les régions a forts gradients spatiaux des paramètres (aux voisinages de parois, section d`entrée, axe de symétrie,…).

## III.5 discrétisation de l`équation de la chaleur en régime stationnaire et in stationnaire

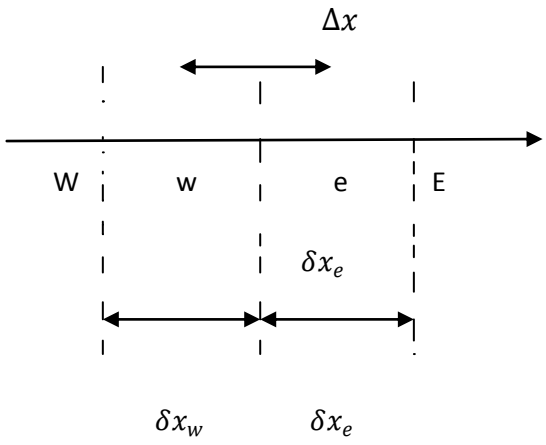
### III.5.1 cas unidimensionnel

### Régime stationnaire

Les principes de base de la méthode sont présentes ici a travers l`exemple de l`équationnel définition monodimensionnelle :

$$\frac{d}{dx}\left(\lambda\frac{dT}{dx}\right)+S=0 \qquad \textbf{(III.1)}$$

Le domaine est d`abord discrétise' a l`aide d`une grille unidimensionnelle (uniforme ou non)orientée positivement vers la droite. Pour écrire le schéma de discrétisation en un point P, nous désignerons par E et W les nœuds situent immédiatement à sa droite et à sa gauche (figure III.1). le "volume" de contrôle centre' en P a donc ici pour dimension$\Delta x$. Nous designerons enfin le point situe' aux limites de ce volume par w et e respectivement.




**Figure(III.3): le volume de contrôle centre**

Le principe de la méthode des volumes finis consiste a intégrer l`équation a résoudre sur chacun des volumes de contrôle.

Nous avons donc au point P :

$$\int_{w}^{e} \frac{d}{dx}\left(\lambda \frac{dT}{dx}\right) dx + \int_{w}^{e} S\, dx = 0$$

**Soit :**

$$\left(\lambda \frac{dT}{dx}\right)_e - \left(\lambda \frac{dT}{dx}\right)_w + \bar{S}\Delta x = 0 \qquad \textbf{(III.2)}$$

Où $\bar{S}$ est la valeur moyenne de S sur le volume considere'. Le gradient thermique aux interfaces est finalement calcule' en supposant que T varie lineairement entre chaque point du maillage. On obtient ainsi :

$$\lambda_e \frac{(T_E - T_P)}{\delta x_e} - \lambda_w \frac{(T_P - T_W)}{\delta x_w} + \bar{S}\Delta x = 0 \qquad \textbf{(III.3)}$$

L`équation(III.3) peut se mettre sous la forme :

Avec :

$$a_E = \frac{\lambda_e}{\delta x_e}; a_W = \frac{\lambda_w}{\delta x_w}; a_P = a_E + a_W; b = \bar{S}\Delta x \qquad \textbf{(III.4)}$$

L`équation (III.4) sera écrite en chaque nœud du maillage.

## III.6 Calcul de la conductivité' aux interfaces

La méthode des volumes finis repose sur le calcul des flux aux interfaces. On a donc besoin (quand le domaine est hétérogène) de déduire les conductivités aux points e et w a partir des conductivités aux nœuds E, P et W.

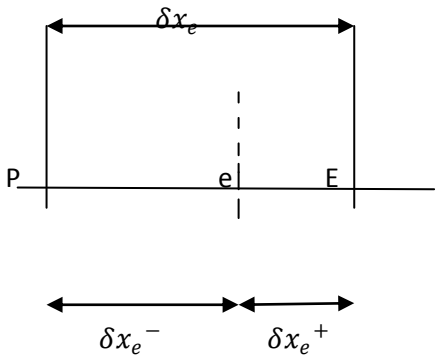



**Figure (III.4) : volume de contrôle centre**

La conductivité' peut être déterminée en supposant un comportement linéaire :

$$\boldsymbol{\lambda_e = f_e\lambda_p + (1 - f_e)\lambda_E}$$

**Avec :**

$$\boldsymbol{f_e = \frac{\delta x_e{}^+}{\delta x_e{}^-}}$$

Pour un maillage régulier on retrouve la moyenne arithmétique :

$$\boldsymbol{\lambda_e = \frac{\lambda_P + \lambda_E}{2}}$$

On montre que ce choix n`est pas bon. On lui préféra la moyenne suivante :

$$\boldsymbol{\lambda_e = \delta x_e \frac{1}{\frac{\delta x_e{}^+}{\lambda_E} + \frac{\delta x_e{}^-}{\lambda_E}}}$$

Qui conduit dans le cas d`un maillage

$$\boldsymbol{\lambda_e = \frac{2\lambda_P\lambda_E}{\lambda_P + \lambda_E}}$$

## III.7 Conditions aux limites

Les conditions aux limites du type de Dirichlet sont introduites directement dans le système obtenu.

Les conditions aux limites du type Neumann ou Fourier nécessitent un traitement particulier qui consiste a intégrer l1equation sur l'élément finis situes sur les frontières.

On obtient ainsi des équations algébriques supplémentaires qui s`ajoutent aux équations algébriques déterminées sur les nœuds intérieurs du domaine pour former le système final a résoudre.

### Régime in stationnaire

$$\alpha \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial t}\right) + S$$

Dans ce cas on intègre en espace et dans le temps :

$$\int_t^{1+\Delta t} \int_w^e \alpha \frac{\partial T}{\partial x} dx dt = \int_t^{1+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) dx dt + \int_t^{1+\Delta t} \int_w^e S dx dt$$

Le terme d`accumulation est intègre' en supposant que la valeur de T au point P est uniforme dans tout le volume :

$$\int_t^{1+\Delta t} \int_w^e \alpha \frac{\partial T}{\partial t} dx dt = \alpha \Delta x \left({T_p}^{1+\Delta t} - {T_p}^{t}\right)$$

En ce qui concerne les autres termes, une fois l`intégration spatiale effectuée, on utilise l`écriture générale suivante :

$$\int_t^{1+\Delta t} f(t) dt = [af(t+\Delta t) + (1+\alpha) f(t)]\, \Delta t$$

Où f(t) est l`une des fonctions à intégrer.

Cette écriture permet de retrouver les trois schémas classiques de la méthode des différences finies suivant les valeurs de$\alpha$.

$\alpha = 0$ : Schema explicit (conditionnellement stable)

$\alpha = 1$: Schema implicite

$\alpha = 0{,}5$: Schéma semi-implicite de Cranko-Nicholson

Ainsi par exemple pour $\alpha = 1$ (schema implicite),on a :

$$\alpha\Delta x\left(T_p{}^{t+\Delta t} - T_p{}^{t}\right) = \left(\lambda_e \frac{T_E{}^{t+\Delta t} - T_p{}^{t+\Delta t}}{\delta x_e} - \lambda_w \frac{T_p{}^{t+\Delta t} - T_w{}^{t+\Delta t}}{\delta x_w} + \bar{S}^{t+\Delta t}\Delta x\right)\Delta t$$

Ce qui se met sous la forme :

$$a_p T_p{}^{t+\Delta t} = a_E T_E{}^{t+\Delta t} + a_w T_w{}^{t+\Delta t} + \mathbf{b}$$

Avec:

$$a_E = \frac{\lambda_e}{\delta x_e};\ a_W = \frac{\lambda_w}{\delta x_w};\ a_P = a_E + a_W + \frac{\alpha\Delta x}{\Delta t};\ b = \bar{S}\Delta x + \frac{\alpha\Delta x}{\Delta t} T_p^t$$

On a donc ici un système tri diagonal a résoudre a chaque pas de temps.

Une intégration en espace et dans le temps donne :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_\Sigma \alpha\frac{\partial T}{\partial t}\,d\Sigma dt = \int_t^{t+\Delta t}\int_\Sigma div(\lambda grad T)\,d\Sigma dt + \int_t^{t+\Delta t}\int_\Sigma S\,d\Sigma dt$$

Où $\sum$ est la surface du volume de contrôle considère'. Le théorème de gauss permet de remplacer l`intégrale de surface de la divergence d`un vecteur $\vec{j}$ par une intégrale sur le contour de cette surface du flux du vecteur $\vec{j}$

$$\int_{\sum} div\,\vec{j}\,d\sum = \int_{\Gamma} \vec{j}.\bar{n}\,d\Gamma$$

**Γ** est ici le contour de la surface Σ et $\bar{n}$ la normale orientee vers l`exterieur.

On a donc :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{\sum} \alpha\frac{\partial T}{\partial t}\,d\sum dt = \int_t^{t+\Delta t}\int_{\Gamma} \lambda grad T.\bar{n}\,d\Gamma dt + \int_t^{t+\Delta t}\int_{\sum} S\,d\sum dt$$

Soit :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{\Sigma}\alpha\frac{\partial T}{\partial t}d\Sigma dt$$

$$=\int_t^{t+\Delta t}\left[\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right)_e-\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right)_w\right]\Delta y+\left[\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right)_n-\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right)_s\right]\Delta x d\Sigma dt$$

$$+\int_t^{t+\Delta t}\int_{\Sigma}S d\Sigma dt$$

Les différentes dérivées partielles sont ensuite approximées de la façon suivante :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_e=\frac{T_E-T_P}{\delta x_e};\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_w=\frac{T_P-T_w}{\delta x_w};\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_n=\frac{T_N-T_P}{\delta y_n};\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_s=\frac{T_P-T_S}{\delta y_s}$$

On obtient finalement dans le cas du schéma implicite ($\alpha=1$)[19]:

$$a_pT_p^{t+\Delta t}=a_ET_E^{t+\Delta t}+a_WT_W^{t+\Delta t}+a_NT_N^{t+\Delta t}+a_Sa_S^{t+\Delta t}+\mathrm{b}$$

Avec:

$$a_E=\frac{\lambda_e\Delta y}{\delta x_e};\ a_W=\frac{\lambda_w}{\delta x_w};a_N=\frac{\lambda_n\Delta x}{\delta x_n};a_S=\frac{\lambda_s\Delta x}{\delta x_s};$$

$$a_P=a_E+a_Wa_N+a_S+\frac{\alpha\Delta x\Delta y}{\Delta t};b=\overline{S}\Delta x\Delta y+\frac{\alpha\Delta x\Delta y}{\Delta t}T_p^t$$

## III.8 Discrétisation de l`équation de l`écoulement en régime générale de transport pour la variable∅ stationnaire

L`équation generals de transport pours la variable ∅ secret

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_\emptyset)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x c_\emptyset\emptyset)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho V_y c_\emptyset\emptyset)=\frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_\emptyset\frac{\partial\emptyset}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial y}(\Gamma_\emptyset\frac{\partial\emptyset}{\partial y})+S_\emptyset \qquad \textbf{(III-5)}$$

Ou

∅: Variable généralisée

$c_\emptyset$ : Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_\emptyset$: Coefficient de diffusion.

$S_{\emptyset}$: Termes source.

Où : j=1 pour le cas axisymétrique et j=0 pour le cas plan, $\emptyset$ : est assimilable a toute grandeur physique transportable (U,V,K,…). Γ: coefficient de diffusion qui depend de La signification particulière de la variable $\phi$ a traiter.Le regroupe l'expression

**Le tableau (III-1) Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.**

| Variable $\emptyset$ | coefficient d'advection $c_{\emptyset}$ | Diffusivité $\Gamma_{\emptyset}$ | Termes source $S_{\emptyset}$ |
|---|---|---|---|
| **Vx** | 1 | μ | $-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}(\mu\frac{\partial u}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial y}(\mu\frac{\partial u}{\partial y})-\sigma\nabla\left\|\frac{\nabla c}{\|\nabla c\|}\right\|\frac{\nabla c}{\|\nabla c\|}$ |
| **Vy** | 1 | μ | $-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}(\mu\frac{\partial u}{\partial y})+\frac{\partial}{\partial y}(\mu\frac{\partial u}{\partial x})-\sigma\nabla\left\|\frac{\nabla c}{\|\nabla c\|}\right\|\frac{\nabla c}{\|\nabla c\|}$ |
| **T** | 1 | $\frac{k}{\rho c^e}$ | $\frac{\varphi}{\rho c^e}$ |
| **ρ** | 1 | 0 | 0 |

**Où :** $P_K=\mu_1\left\{2\left[\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial V}{\partial y}\right)^2+j\left(\frac{V}{r}\right)^2\right]+\left(\frac{\partial U}{\partial x}+\frac{\partial V}{\partial y}\right)^2\right\}$

## III.9 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément finis

### III.9.1 Bilan Thermique : Equation de chaleur

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface

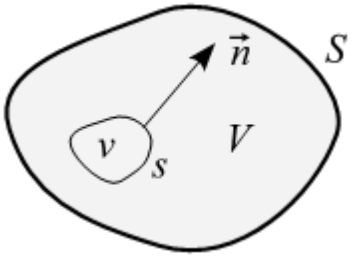



**Figure. III.3 Bilan thermique**

La puissance thermique stockée dans **v** est égale a la somme de la puissance thermique $q$ générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux a travers la surface **S** :

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -\vec{n}(-\bar{\bar{\lambda}} \overrightarrow{grad}\ \mathrm{T})\ \mathrm{ds} \qquad \text{(III-6)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - \mathrm{div}\ (\bar{\bar{\lambda}} \overrightarrow{grad}\ \mathrm{T})\ \mathrm{q} = 0 \qquad \text{(III-7)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (II. 03) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y} :

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + \mathrm{q} \qquad \text{(III-8)}$$

Où : $\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$

## III.9.2 Forme discrétisée éléments finis

La solution analytique de l'équation (III. 4) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galurin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les eléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

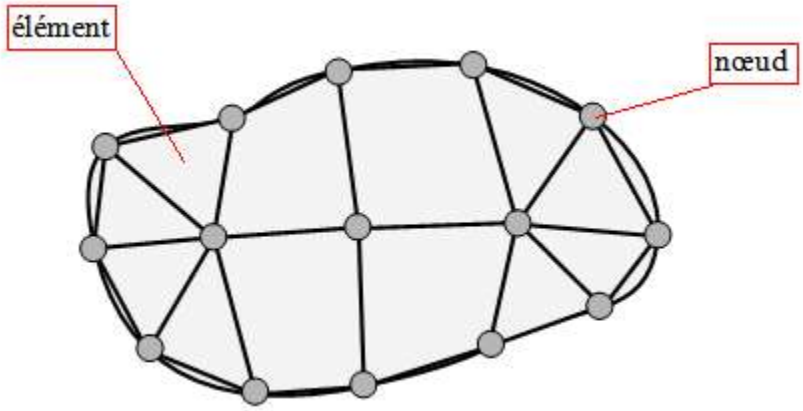



**Figure .III.4 Domaine plan descrerisé en 12 élements relie eux par 15 noeuds**

### III.9.3 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression.

$$T^e(x,y,t) = [N_1^e(x,y) \dots . N_i^e(x,y) \dots N_{n^e}^e(x,y)] \begin{cases} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{cases} \quad \text{(III-9)}$$

$$T^e(x,y,T) = [N^e(x,y)]\{T_{(t)}^e\}$$

Ou :

- $n^e$ est le nombre de nœuds de l'élément.
- les fonctions$N_i^e\ (x, y)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice $N^e\ (x, y)$ est la matrice d'interpolation élémentaire
- le vecteur $T_{(t)}^e$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

### III.10 Représentation globale du champ de températures

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine V

$$\text{T (x, y, t)} = [N_1(x,y) \dots\ N_i(x,y) \dots N_n(x,y)] \begin{cases} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{cases} \quad \text{(III-10)}$$

T (x, y, t) = [N(x, y)]{T(t)}

Ou :
- $n$ est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctions $N_i$ (X, y) sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme).
- la matrice $N$ [(x, y)] est la matrice d'interpolation.
- $\{T\ (t)\}$ est le vecteur des températures nodales.

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$N_i^e(x_j, y_j) = \delta_{ij}$ $N_i\ (x_j, y_j) = \delta_{ij}\ \ ;\ \forall i, j$

Ou ( , $yj$) sont les coordonnées du nœud j

Les équations différentielles obtenues par les modèles mathématiques sont transformées a des équations approchées. Les valeurs de ∅ sont calculées en un nombre de points (valeurs discrétisées).

Ainsi âpres réorganisation de l`équation de transport de toute quantité' portable s`écrit :

$$\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho r^j U\emptyset - r^j \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho r^j V\emptyset - r^j \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right)\right] dV = r^j S_\emptyset dV \qquad \textbf{(III.11)}$$

On note par : $j_x\ et\ j_y$ la densite' de flux par convection et la densit' de flux par diffusion.

D'où :

$$j_x = \rho U\emptyset - \Gamma_\phi \frac{\partial \emptyset}{\partial x}$$

$$j_y = \rho V\emptyset - \Gamma_\emptyset \frac{\partial \phi}{\partial y}$$

L`équation de transport devient :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(r^j j_x\right)dV + \frac{\partial}{\partial y}\left(r^j j_y\right)dV = r^j S_\emptyset dV \qquad \textbf{(III.12)}$$

Intégrant l`équation sur le volume de contrôle correspondant a la variable ∅

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial x}(r^j j_x)dV + \int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial y}(r^j j_y)dV = \int_s^n \int_w^e r^j S_\emptyset dV$$

On trouve :

$$\int_s^n [(j_x)_e - (j_x)_z] r^j dy + \int_w^n \left[(j_y)_n - (j_y)_s\right] r^j dx = \int_s^n \int_w^e r^j S_\emptyset dV$$

Et finalement l`équation s`écrit :

$$F_e - F_z - F_n - F_s = \int_s^n \int_w^e r^j S_\emptyset dV \qquad \textbf{(III.13)}$$

Où les indices e, w, n, et s indiquant les quantités correspondantes évaluées a` face Est Ouest, Nord et Sud du volume de contrôle.

Avec :

$$F_e = \int_s^n \left(\rho r^j U\emptyset - \Gamma_\phi r^j \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right)_e dy = (\rho U)_e (r_e^j \Delta y_{ns})\emptyset_e - \frac{\Gamma \emptyset_e}{\Delta x_{EP}}(r_e^j \Delta y_{ns})(\phi_e - \phi_p)$$

$$F_w = \int_s^n \left(\rho r^j U\emptyset - \Gamma_\emptyset r^j \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right)_{wdy} = (\rho U)_w (r_w^j \Delta y_{ns})\emptyset_w - \frac{\Gamma \phi_w}{\Delta x_{wp}}(r_w^j \Delta y_{ns})(\phi_p - \phi_w)$$

**(III.3.1)**

$$F_n = \int_{ew}^e \left(\rho r^j U\emptyset - \Gamma_\emptyset r^j \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right)_n dx = (\rho V)_{en} (r_n^j \Delta x_{ew})\emptyset_n - \frac{\Gamma_{\emptyset ne}}{\Delta y_{np}}(r_n^j \Delta x_{ew})(\phi_n - \phi_p)$$

$$F_s = \int_w^e \left(\rho r^j U\emptyset - \Gamma_\emptyset r^j \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right)_s dx = (\rho V)_s (r_s^j \Delta x_{ew})\emptyset_e - \frac{\Gamma_{\emptyset se}}{\Delta y_{sp}}(r_s^j \Delta y_{ew})(\phi_p - \phi_s)$$

Où F est interprète' comme suit :

$F_I =$

(flux massique a la face i)(Quantite'géométrique$\emptyset_w$ −

(diffusivite' a la face I)X(quantite' geometrique)X($\emptyset_p - \emptyset_w$)  i=s, n, w, e

## III.11 Schémas de discrétisation :

Loi et gosman ont présente' une approximation d`ordre plus élève' pour les termes du gradient $\frac{\partial \emptyset}{\partial n}$ dans (III.3.1), qui est en générale, une approximation satisfaisante. Ces surtout le traitement approche' des termes convectifs, plus précisément la détermination des valeurs de ∅ aux frontieres du volume de contrôle, qui jouent un role decisif dans la constructio d`un schéma discrétise' précis et stable.

Dans le présent travail, on utilise le schéma quick, quoique l`utilisation du schéma de diffusion non diffusif devait améliorer la prévision numérique.

Ainsi une étude détaillée des différents schémas est exposée en annexe.

### III.11.1 Schéma quick :

Ce schéma concile la relative précision du schéma centrale et la stabilité' de l`approximation amont.

$$\emptyset_w = \emptyset_w + \frac{\emptyset_P - \emptyset_W}{2} - \frac{1}{3}(\emptyset_P - 2\emptyset_w + \emptyset_{ww})$$

Et âpres, l`injection de cette approximation dans l`équation de transport on trouve :

$$A_P^{\emptyset}\emptyset_P = \sum_i A_i^{\emptyset}\emptyset_i + \iint r^i S_{\emptyset} dv$$

O`u : I=E,W,S,N,EE,WW,NN,SS.

.

### III.11.2. Linéarisation des termes sources

Pour que le système $\boldsymbol{A_P\emptyset_P = A_N\emptyset_N + A_S\emptyset_S + A_E\emptyset_E + A_W\emptyset_W - \int_s^x \int_w^e (r^j S_\emptyset) dV}$ reste linéaire, (au moins formellement), le terme source est écrit en générale sous la forme linéarité' suivante :

$$\boldsymbol{S_\emptyset = S_{\emptyset C} + S_{\emptyset P}\emptyset_P} \qquad \text{(III.14)}$$

La détermination des coefficients $S_{\emptyset C}$ et $S_{\emptyset P}$ a souvent un effet crucial sur la réussite des calculs ; il est toujours souhaitable d`avoir $S_{\emptyset P}$ negative pour que la matrice du système linearise' reste diagonalement dominante.

La linéarisation des termes sources dans les équations de quantité' de mouvement peut s`effectuer de façon directe sans problème. Par contre, une grande prudence est nécessaire vis -a`-vis du traitement des termes sources dans les équations de K et $\varepsilon$ comme nous allons le voir ci-apres.

Pour l`équations de $\emptyset = K$ en utilisant la relation de chou :

$$\boldsymbol{\mu_{eff} = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon}}$$

$$\boldsymbol{S_k = P_K - \rho\varepsilon = P_K + \left(-\rho^2 C_\mu \frac{K}{\mu_{eff}}\right) K_P} \qquad \text{(III.15)}$$

$$\boldsymbol{S_\varepsilon = C'_1 P_K \frac{\varepsilon}{K} - C'_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} = C'_1 C_\mu \rho P_K \frac{K^2}{\mu} + \left(-C'_2 \rho \left(\frac{\varepsilon}{K}\right)\right) \varepsilon_P} \qquad \text{(III.16)}$$

Les coefficients ainsi définis ont toujours les propriétés telles que :

$$S_{KC} \bullet S_{\varepsilon C} \geq 0$$

$$S_{KP} \bullet S_{\varepsilon P} \leq 0$$

Avec la linéarisation des termes sources comme l`expression générale des équations discrétisées (2.7) devient finalement :

$$A_P \emptyset_P = A_N \emptyset_N + A_s \emptyset_S + A_E \emptyset_E + A_W \emptyset_W + S_{\emptyset C} dv$$

(III.17)

Où :

$$A_P = A_E + A_W + A_S + A_N - S_{\emptyset P} \qquad \text{(III.18)}$$

## III.12 Traitement du couplage vitesse-pression :

Pour les écoulements incompressibles du type elliptique, la détermination de la pression est souvent un problème épineux, dans le schéma rationnel fonction de courant, une fois le champ de vitesses détermine, il est possible de calculer la pression a partir des équations de quantité' de mouvement, cependant, cette manière de détermination de pression des problèmes délicats venant non seulement de la mise en œuvre de la méthode numérique mais

seulement de la détermination des conditions aux limites[20]. Dans le schéma vitesse-pression, le champ de vitesse et de pression est couple'. Ce qui empêche la résolution séparée des équations du mouvement car les gradients de pression inconnus existent encore dans les termes sources des équations de quantité' de mouvement.

Il existe a l`heure actuelles plusieurs méthodes pour traiter le couplage vitesse-pression.

Dans ce travail la méthode ≪ $PISO$ ≫est utilise'.

On va exploiter dans l`annexe les deux autres méthodes a titre de compréhension.

### III.12.1 .Méthode PISO:

La méthode se compose d`une prédiction et deux correction. En désignant par les indices supérieurs *, ** et ***

Les champs intermédiaires. Ce processus prédicateur-correcteur se traduit par les trois étapes suivantes :

•étape 1 : (prédiction)

$$\boldsymbol{A_w U_w^* = \sum A_i U_i^* + b + S'_w (P_w^* - P_P^*)} \quad \text{(III.19)}$$

•étape 2 : (première correction)

$$\boldsymbol{A_w U_w^{**} = \sum A_i U_i^* + b + S_{,w} \left(P_w^{**} - P_p^{**}\right)} \quad \text{(III.20)}$$

•étape 3 : (deuxième correction)

$$\boldsymbol{A_w U_w^{***} = \sum A_i U_i^{**} + b + S'_w \left(P_w^{***} - P_p^{***}\right)} \quad \text{(III.21)}$$

Ce sont les équations de mouvement écrites au point W dans la figure (III.3), et les équations similaires qui existent aux points e, n et s.

Les deux premières étapes constituent en effet le schéma SIMPLE précédent. Au bout et la deuxième étape, le champ de vitesse U et V satisfait l`équation de continuité' mais non les équations de quantité' de mouvement dont les formes correctes doivent être :

$$\boldsymbol{A_w U_w^{**} = \sum A_i U_i^{**} + b + S'_w \left(P_w^{**} - P_p^{**}\right)} \quad \text{(III.22)}$$

Pour cette raison, la deuxième correction est introduite.

En soustrayant les équations de quantité' de mouvement approchées de l`étape 2 de celles de l`étape 3, comme les au point W par exemple, nous obtenons les relations de correction des vitesses suivantes :

$$U_w^{***} = U_w^{**} + B_w + DU_w\left(P_W'' - P_P''\right)$$

$$U_e^{***} = U_e^{**} + B_e + DU_e\left(P_P'' - P_E''\right) \qquad \text{(III.23)}$$

$$U_n^{***} = U_n^{**} + B_n + DU_n\left(P_P'' - P_E''\right)$$

$$U_s^{***} = U_s^{***} + B_s + DU_s\left(P_P'' - P_{S^2}''\right)$$

Les coefficients DU et DV sont calcules de la même façon qu`avant, et

$$P^{***} = P^{**} + P^{*} \qquad \text{(III.24)}$$

$$B_w = \frac{[\sum A_i(U_i^{**} - U_i^{*})]_w}{A_w}$$

$$B_e = \frac{[\sum A_i(U_i^{**} - U_i^{*})]_e}{A_e} \qquad \textbf{(}\text{III.25)}$$

$$B_n = \frac{[\sum A_i(U_i^{**} - U_i^{*})]_n}{A_n}$$

$$B_s = \frac{[\sum A_i(U_i^{**} - U_i^{*})]_s}{A_s}$$

Ici la notation  indique que la sommation s`effectue au point j (=w, e, n, ou s).

En introduisant les relations  dans l`équation de continuité' discrète (II.5) et en notant que le champ de vitesses $U^{**}$ et $V^{**}$ est déjà satisfait, on obtient une equation pour la correction de pression P'' qui s`ecrit :

$$A_P A_E^{''} = A_E P''_E + A_W P''_W + A_N P''_N + A_S P''_S + \Delta S$$

Où les coefficients $A_P, A_N, A_S, A_E et A_W$ sont les memes que ceux définis par (III.22) a` (III.25) et le terme source est donnée par

$$\Delta S = -(\rho B_e S_e - \rho B_w S_w + \rho B_n N_n - \rho B_s S_s) \qquad \text{(III.26)}$$

Donc a` ce niveau on peut constater que la différence entre PISO et SIMPLE consiste a` résoudre une fois de plus l`équation de la deuxième correction de pression $P''$ .

Apres la résolution de cette équation les champs de vitesses $U^{**}$ $et$ $V^{**}$et de pression P'' sont corrige's par les équations (III.24) et (III.25) de manière a satisfaire l`equation de continuite' et celles du type (III.26). A ce propose, il est intéressant de noter qu`une différence importante existe entre équations (III.25) et (III.26) malgré la similitude apparente : les vitesses intervenant dans l`équations (III.26) sont toutes de divergence nulle tandis que dans l`équation (III.25) les vitesses comme $U^{*}$ ne verifient pas en general l`equation de continuite'. D`o`u la supériorité' de PISO sur SIMPLE en théorie.

Les équations différentielles ordinaires apparaissent trais souvent dans la modélisation de La physique et des sciences de l`ingénieur. Trouver la solution de (EDO) ou d`un système d`(EDO) est ainsi les problèmes courant, souvent difficiles ou impossibles résoudre de façon analytique. Il est alors nécessaire de recourir à des méthodes numériques pour résoudre ces équations différentielles.

Les techniques de résolution des (EDO) sont basées sur :

- L`approximation géométrique de fonction.
- Les formules d`intégration numérique (rectangle, trapèze, Simpson).
- Les développements de Taylor au voisinage de$X_i$.

## III.13 L`algorithme TDMA :

Les systèmes obtenus sont ici tris diagonaux. Leur résolution se fait donc en utilisant l`algorithme TDMA qui transforme le système tri diagonal en un système triangulaire supérieur dont la résolution est immédiate par remontée.

Soit a résoudre le système tri diagonal suivant

$$\begin{vmatrix} b_1 & c_1 & & & \\ a_2 & b_2 & c_2 & & \\ & a_3 & b_3 & c_3 & \\ & & & c_{j-1} & \\ & & & a_j \quad b_j & \end{vmatrix} \begin{vmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \\ \\ u_j \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \\ \\ v_j \end{vmatrix} \qquad \text{(I)}$$

L`algorithme consiste a transformer le système (I) en un système triangulaire supérieur de la forme :

$$\begin{vmatrix} 1 & \alpha_1 & & & \\ & 1 & \alpha_2 & & \\ & & 1 & \alpha_3 & \\ & & & \alpha_{j-1} & \\ & & & 1 & \end{vmatrix} \begin{vmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \\ \\ u_j \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \\ \\ \beta_j \end{vmatrix} \qquad \text{(II)}$$

Il faut pour cela déterminer les coefficients$\alpha_i \; et \; \beta_i$.

Le système(II) permet d`écrire :

$$u_i = \beta_j$$

$$u_{j-1} = \beta_{j-1} - \alpha_{j-1} u_j$$

$$u_{k-1} = \beta_{k-1} - \alpha_{k-1} u_k \qquad \textbf{(II.3)}$$

$$u_k = \beta_k - \alpha_k u_{k+1} \qquad \textbf{(II.4)}$$

$$u_1 = \beta_1 - \alpha_1 u_2$$

Ecrivons la ligne k du système (I) :

$$a_k u_{k-1} + b_k u_k + c_k u_{k+1} = v_k$$

*et remplaçons-y$u_{k-1}$ par son expression (III.3) :

$$\alpha_k(\beta_{k-1} - \alpha_{k-1} u_k) + b_k u_k + c_k u_{k+1} = v_k$$

Ce qui donne :

$$(b_k - \alpha_{k-1} a_k) u_k + c_k u_{k+1} = v_k - \alpha_k \beta_{k-1}$$

Soit :

$$u_k = \frac{v_k - a_k \beta_{k-1}}{(b_k - \alpha_{k-1} a_k)} - \frac{c_k}{(b_k - \alpha_{k-1} a_k)} u_{k+1}$$

Une comparaison avec l`équation (III.4) conduit finalement a :

$$\beta_k = \frac{c_k}{(b_k - \alpha_{k-1} a_k)}$$

$$\alpha_k = \frac{c_k}{(b_k - \alpha_{k-1} a_k)}$$

Les suites (III) permettent donc de déterminer les coefficients inconnus d`indice k à partir du coefficient d`indice k-1.

Il nous reste a initialiser les deux premières lignes des systèmes (I) et (II) :

$$\boldsymbol{b_1 u_1 + c_1 u_2 = v_1}$$

$$\boldsymbol{u_1 + \alpha_1 u_2 = \beta_1}$$

Qui conduisent a` :

$$\boldsymbol{\beta_1 = \frac{v_1}{b_1}}$$

$$\boldsymbol{\alpha_1 = \frac{c_1}{b_1}}$$

Une fois tous les coefficients déterminés, on peut résoudre le problème par remontée.

## III.9.Conclusion

Les modèles physique mis en place dans le chapitre précédent permes de prendre en compte tout les couplage entre les principaux physique entrant en jeux ,et le passage du domaine contenue au domaine discontinue pour la résolution du problème été nécessaire .

Dans ce chapitre on a présenté les trois grands méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles, et choisie la méthode des éléments finis pour discrétisé la forme générale des équations du system et l'équation de chaleur.

## IV.I. Introduction

Dans ce chapitre les résultats obtenue par le calcule numérique soute discutée et interprétés. Pour résoudre un problème d'écoulement elliptique turbulent ; on a utilisé un logiciel de calcul qui traite des écoulements turbulents des fluides incompressible en régime transitoire.

Le principe de cette étape repose sur l'étude de l'influence de la vitesse d'attaque sur certains paramètres lies au problème de refroidissement du véhicule frigorifique.

Nous avons donc essayé d'applique le modèle mathématique pour le cas d'un écoulement dan véhicule frigorifique et par la suite comparer les profils de vitesse de l'énergie cinétique turbulente et les lignes de courant pour l'application du modèle K-$\varepsilon$.

Les résultats obtenus sur les profils de vitesse, de l'énergie turbulente ainsi que le champ de pression ont été réalisés à l'aide du logiciel ANSYS.

Le nombre d'itération adopté dans les essais est de plusieurs fois.

**INTRODUCTION à « ANSYS »**

ANSYS Inc., Cree en 1970 aux Etats -Unit, est. le numéros un médial des logiciens de Modélisation et simulation. Depuis, son objectif est de développer et de former des logiciel de simulation en mécanique des structures, mécanique des fluides, électromagnétique et explicit (très grande vitesse et très grandes déformations). Pour mener notre étude par modélisation numérique, on a utilise le logiciel numérique ANSYS, qui est l'un des codes de calcul, basé sur la méthode d'éléments finis.

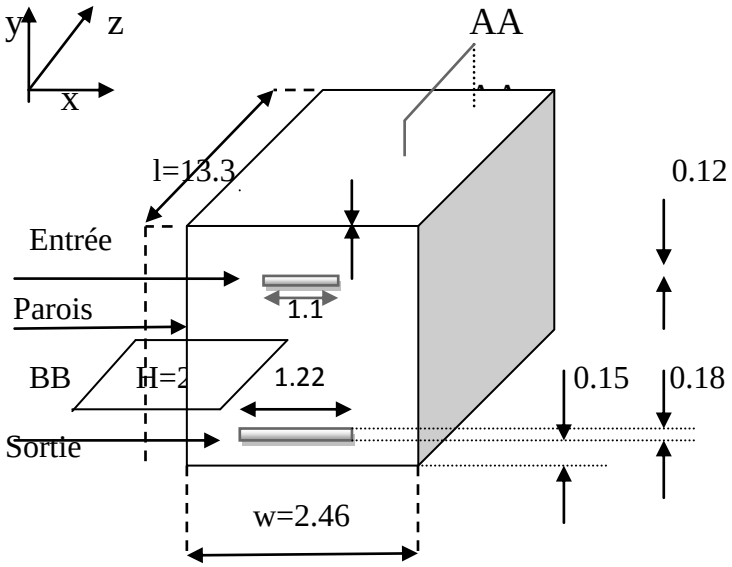
Le logicielle « ANSYS » comprend composantes telles que : ANSYS/Professionnel, ANSYS / Multiphasiques, ANSYS/ Structural….etc. Chaque composante est destinée à l'un des domaines d'ingénierie, et son choix met automatiquement à la disposition de l'utilisateur les processus adéquats (type d'élément, conditions aux limites, tracés,…etc.). Dans notre analyse, on a utilisé les modules structural et thermal dans ANSYS/ Multiphasique, qui permet de traiter la majorité des problèmes de mécanique et des transferts de chaleur.

Il offre des outils puissants pour l'analyse en deux et trois dimensions, On trouve dans le manuel d'aide de « ANSYS ». Toutes les instructions qui permettent son exploitation à Toutes les instructions qui permettent son exploitation à travers son interface utilisateur graphique "Graphita User Interface" ainsi que toute la documentation nécessaire.

De nombreux processus de calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique.

De calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique. Par exemple, dans le pré-processus générale "Préprocesseur ", on construit le modèle, le processus "Solution " dans lequel on applique les Conditions initiales et aux limites. Le processus "Post Processor " permet d'exploiter les résultats obtenus de différentes manières (courbes, tableaux …etc.).

## IV.2 description du domaine d`application:




**Figure(IV.1) : dimension de la caisse**

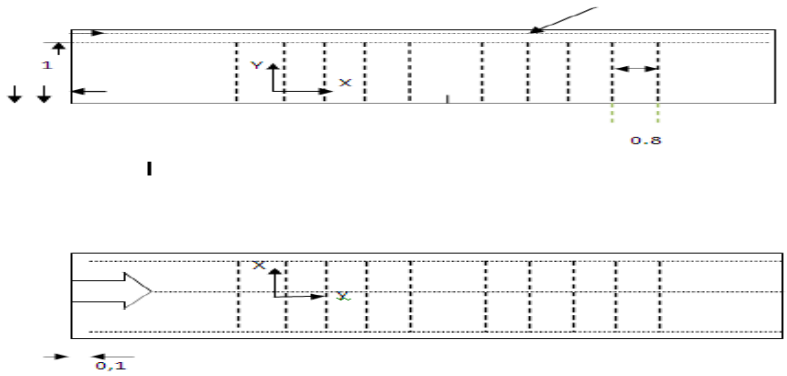


**Figure. IV.2 CHARGEMENT DES CAISSE**

Le chargement de la caisse est constitue' de deux rangées de 16 parallélépipèdes leur dimension est de $1{,}8'0{,}8'2m$, ils sont espacés de 0,02m et disposés sur des cales de 0,1 de hauteur, les espaces latéraux sont de 0,02m (figure IV.2). Les perforations se repartissent sur les six faces de chaque palette et représente 15% de surface libre a l`écoulement.

## IV.3 Traitement des valeurs aux frontières

Précisons d`abord qu`il ne s`agit pas ici de la formulation des conditions aux limites qui fera l`objet de ce qui suit. Nous considérons seulement le traitement des équations discrètes au voisinage des frontières.

La nécessité' de tels traitements provient du fait que l`algorithme de résolution des équations écrites aux nœuds prés des frontières est différent de celui des équations écrites aux autres nœuds loin des frontières a cause de l`intervention des conditions aux limites. Cependant, il est souhaitable d`utiliser le même algorithme pour tous les nœuds internes, du point de vue de la programmation.

Pour mieux comprendre la méthodologie, nous récrivons (II.7) sous la forme :

$$[A_E + A_W + A_N + A_S - A_P]\emptyset_{i,j} = A_E\emptyset_{i+1,j} + A_W\emptyset_{i-1,j} + A_N\emptyset_{i,j+1} + Sc \qquad \textbf{(IV.1)}$$

On note ici que les vitesses d`écoulement aux frontières sont nulles dans la direction normale. Trois sortes de traitement sont utilisées. Ils peuvent être illustrés en prenant comme exemple l`équation (IV.1) aux nœuds sur la ligne j=NJ-1 (figure3.1), o`u les lignes pointillées représentent les frontières du domaine de calcul.

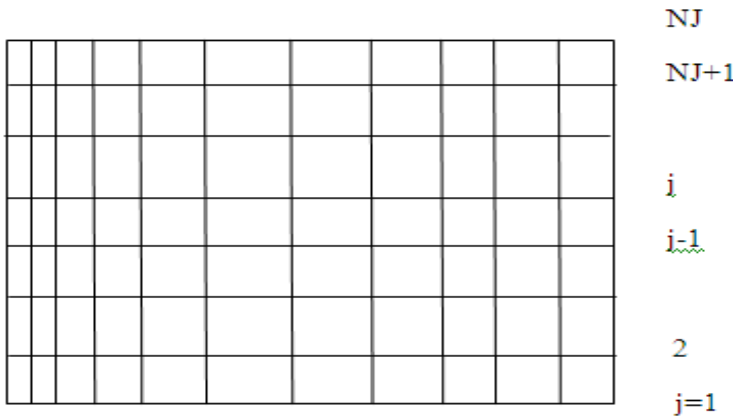



**Figure (VI.3) : maillage de domaine de calcul**

- Première condition aux limites$\emptyset_{i,NJ} = f_i$ o'u $f_i$ est une fonction donnee.dans ce cas l`équation (3.1) peut être écrite :

$$[\boldsymbol{A_E + A_W + 0 + A_S - (S_P - A_N)}]\emptyset_{\boldsymbol{i,j}} = \boldsymbol{A_W}\emptyset_{\boldsymbol{i-1,j}} + \boldsymbol{0}\emptyset_{\boldsymbol{i,j+1}} + \boldsymbol{A_S}\emptyset_{\boldsymbol{i,j-1}} + (\boldsymbol{S_C + A_N} f_i) \quad \text{(IV.2)}$$

- Deuxième condition aux limites. Cette condition implique que $\emptyset_{i,NJ} = \emptyset_{i,NJ-1}$ et il en resulte que :

$$[\boldsymbol{A_E + A_W + 0 + A_S - S_P}]\emptyset_{\boldsymbol{i,j}} = \boldsymbol{A_W}\emptyset_{\boldsymbol{i-1,j}} + \boldsymbol{0}\emptyset_{\boldsymbol{i,j+1}} + \boldsymbol{A_S}\emptyset_{\boldsymbol{i,j-1}} + \boldsymbol{S_C} \quad \text{(IV.3)}$$

2. $3^{eme}$ condition aux limites $\emptyset_{i,NJ-1} = f_i$ 9comme c`est le cas de l`équation $\varepsilon$). En choisissant un tres grand nombre, $10^{30}$ par exemple, pour que tous les termes soient negligeable devant lui, on a :

$$[\boldsymbol{A_E + A_W + A_N + A_S + 10^{30}}]\emptyset_{\boldsymbol{i,j}} = \boldsymbol{A_W}\emptyset_{\boldsymbol{i-1,j}} + \boldsymbol{A_N}\emptyset_{\boldsymbol{i,j+1}} + \boldsymbol{A_S}\emptyset_{\boldsymbol{i,j-1}} + 10 \quad \text{(IV.4)}$$

Ces étapes montrent qu`en modifiant proprement des coefficients ou les termes source s, les conditions aux limites peuvent être inclues da l`équation en question qui peut en même temps garder la même forme que les équations intérieurs loin des frontières. Cela rend possible l`utilisation du même schéma de résolution.

## IV.4 conditions aux limites

Outre les modèles de turbulence et les schémas de discrétisation des conditions aux limites constitue un autre facteur important dont dépend étroitement l`issue du calcul.

La formulation des conditions aux limites se révèle souvent très épineuse du fait que les données expérimentales nécessaires ne sont pas toujours disponibles surtout en ce qui concerne les grandeurs turbulentes. Or l`évaluation des performances des modèles de turbulence qui reste une préoccupation majeure a l`heure actuelle, exige que les résultats du calcul soient les moins possibles contaminés par les sources d`erreur autre que les modèles notamment les conditions aux limites.

### IV.4.1 Section de sortie

On ne connait pas d`habitude les conditions a l`aval. Les informations expérimentales détaillées y sont très rares. Nous nous contenons d`adopter la pratique courante qui consiste a imposer condition écoulement établi :

$$P=0 \quad \text{(IV.5)}$$

Pour que éviter que les résultats dans la zone qui nous intéresse ne soient influencés par les conditions aval nous utilisons un domaine de calcul beaucoup plus long que le domaine expérimentale.

## IV. 4.2 section d`entrée

Dans la section d`entrée de la conduite, les profils de vitesse initiaux sont considérés comme uniformes.

Les conditions aux limites sont prises comme suit :

T=-12 (IV.6)

V=11.5 (IV.7)

1. Ecoulement libre :

$$K_a = 6.4.10^{-5} U_{in}^2 \quad \text{(IV.8)}$$

$$\varepsilon_a = \frac{K_{in}^{1.5}}{1.1.10^{-2}\, D} \quad \text{(IV.9)}$$

2. Ecoulement confinés [13] :

$$K_a = K_{exp}\,(\text{Expérimentale}) \quad \text{(IV.10)}$$

$$\varepsilon_a = \frac{\mu_t}{\rho}\left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2 \quad \text{(IV.11)}$$

## IV.4.3 paroi de la conduite

La nécessité d`un traitement spécial des conditions a la paroi solide provient du fait qu d`une part, très souvent au voisinage immédiat de celle-ci, dans la couche interne, il y` a de très forts gradients. Donc pour obtenir une solution avec précisons suffisante le maillage y être fin, ce qui augmenterait considérablement le cout du calcul, et que, d`autre part, les modèles de turbulence qui sont tous valable a grand nombre de Reynolds, ne s`appliquent pas dans la zone pariétale ou les effets visqueux ne sont pas négligeables. Pour tenir compte de cet effet pariétale, de nombreuses solutions ont été proposées dont les plus importantes sont résumées par LAUNDER dans « 1980 – 1981 the standford conference on complex Turbulent flows » [21]. Ces différentes méthodes peuvent globalement être classées en deux catégories : les schémas a petit nombre de Reynolds et les fonctions de parois. Les premières, qui incorporent directement les effets visqueux dans les modèles de turbulence et permettent ainsi d`intégrer les équations elliptiques car elles entrainent souvent

un processus de résolution extrêmement long comme le constate CHIENG et LAUNDER [4]. Les fonctions de paroi sont utilisées dans ce code.

| Température $c°$ | Densité $[Kg/m3]$ | Conductivité thermique [W/m°C] | chaleur spécifique [kJ/kg°C] |
|---|---|---|---|
| 0 | 320 | 0.10 | 3.20 |
| 25 | 322 | 0.15 | 3.35 |
| 50 | 337 | 0.30 | 3.57 |
| 80 | 348 | 0.50 | 3.78 |
| 110 | 351 | 0.62 | 3.92 |
| 130 | 354 | 0.83 | 3.98 |
| 160 | 360 | 0.96 | 4.12 |

**Tableau IV.1 :Les propriétés thermiques de viande à différent température**

| Température $c°$ | Densité $[Kg/m3]$ | Conductivité thermique [W/m°C] | chaleur spécifique [kJ/kg°C] |
|---|---|---|---|
| 0 | 7801 | 6.18 | 0.135 |
| 25 | 7780 | 14.92 | 0.456 |
| 50 | 7788 | 15.23 | 0.463 |
| 80 | 7795 | 15.61 | 0.470 |
| 110 | 7805 | 15.89 | 0.477 |
| 130 | 7825 | 15.92 | 0.481 |
| 160 | 7830 | 16.63 | 0.487 |

**Tableau IV.3:Les propriétés thermiques de l`air à différent température**

| Température $c°$ | Densité $[Kg/m3]$ | Conductivite thermique [W/m°C] | chaleur spécifique [kJ/kg .Cº] | **Viscosité dynamique $1o^{-6}$ pas** |
|---|---|---|---|---|
| 0 | 7801 | 0.02313 | 1000 | 17.19 |
| 25 | 7780 | 0.02560 | 1002 | 18.12 |
| 50 | 7788 | 0.02750 | 1005 | 19.26 |
| 80 | 7795 | 0.03125 | 1006 | 20.80 |
| 110 | 7805 | 0.03317 | 1012 | 21.56 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 130 | 7825 | 0.03508 | 1020 | 22.76 |
| 160 | 7830 | 0.03801 | 1050 | 23.36 |

### IV.4.4.1 lois de paroi standard

Ces lois sont bien connues et s`écrivent :

$$\frac{U_P}{U_\tau} = \frac{1}{\gamma} IN(EY_P^+) \quad \textbf{(IV.12)}$$

$$\frac{U_P}{U_\tau} = \frac{1}{C_\mu^{1/2}} \quad \textbf{(IV.13)}$$

$$\varepsilon_P = \frac{U_\tau^3}{aY_P} \quad \textbf{(IV.14)}$$

**O`u :**

$U_\tau = \left(\frac{\tau_w}{P}\right)^{1/2}$, $\tau_w$ étant le frottement a la paroi**:**

$\alpha = 0.41, E = 9.0$ *et* $Y_P^+ = \frac{U_\varepsilon Y_P}{v}$.

Ces équations sont écrites au point P qui est suppose' suffisamment loin de les parois (Figure IV.3).

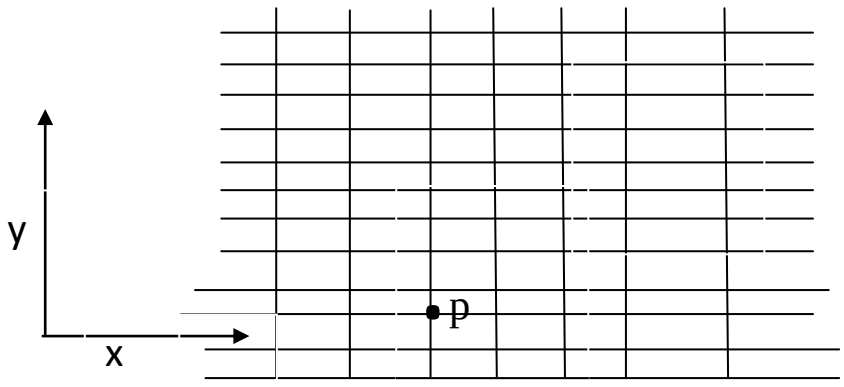



**Figure. IV.5 maillage pré de la paroi**

## IV.5 sous relaxation :

Le procédé de résolution itérative consiste a modifier successivement les valeurs de $\phi$ de la matière à approcher la solution correcte. L`expression numérique montre que, dans les calculs de problèmes complexes, le changement trop rapide des valeurs de $\phi$ d`un tour a l`autre risque de provoquer des instabilités numérique. Par conséquent, pour minimiser les risques de divergence, il est toujours souhaitable d`amortir l`amplitude de ces changements en utilisant les techniques de sous relaxation reflétée dans la formule suivante :

$$\phi_p^n = \phi_p^{n-1} + \alpha\phi_p^n \qquad \text{(IV.15)}$$

L`indice supérieur n désigne l`énième itération, $\alpha$ est le facteur de sous relaxation dont la valeur variee entre 0 et 1, et $\Delta\phi_p^n$ represente l`increment de $\phi_p$ entre deux iterations voisine n-1 et n pour faciliter la programmation, la relation (IV.15) est incluse dans le processus de resolution des équations. A cet effet, l`équation (IV.1) est réécrite :

$$\phi_p^n = \phi_p^{n-1} + \left(\frac{\Sigma A_i \phi_i^n}{A_p} - \phi_p^{n-1}\right) \qquad \text{(IV.16)}$$

Où les termes entre parenthèse peuvent être interprétés comme le changement de $\phi_p$ entre l`iteration (n-1) et l`iteration (n) d`apres la formule (II.18), nous pouvons introduire directement la forme de sous relaxation de l`equation (II.19).

Soit :

$$\phi_p^n = \phi_p^{n-1} - \alpha\left(\frac{\Sigma A_i \phi_i^n + S_{\phi c}\, d\Omega}{A_p} - \phi_p^{n-1}\right) \qquad \text{(IV.17)}$$

Cette équation peut être réécrite sous la forme :

$$\frac{A_p}{\alpha}\phi_p^n = \Sigma A_i \phi_i^n + S_{\phi c}\, d\Omega + \frac{(1-\alpha)}{\alpha} A_p \phi_p^{n-1} \qquad \text{(IV.18)}$$

Ainsi, il est montrée que la sous relaxation peut être incluse automatiquement dans le système d`équation en modifiant seulement le coefficient central $A_p$ et le terme source. En plus on diminue la valeur de $\alpha$. Nous avons utilise' la valeur de $0.3 \sim 0.5$ qui conduisent a la convergence.

## IV.6 Critère de convergence

Le critère de convergence de la résolution itérative est base' sur les résidus absolus normalisés des équations à résoudre. Ils sont définis comme suit :

$$\text{RESOR}M\phi=\Sigma\frac{\left(\Sigma A_i\phi_i^n - A_p\phi_p\right)}{F_{in\phi}} \qquad (\phi = U, V, K\ et\ \varepsilon). \qquad \text{(IV.19)}$$

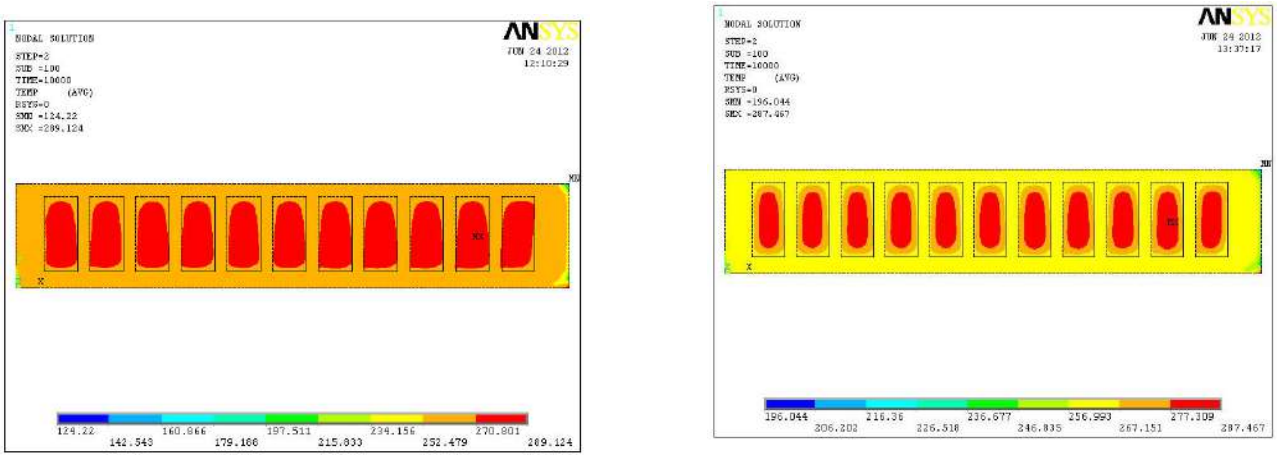
RESOR$M\phi$ est la somme des résidus normalisés en valeur absolues de l`équation pour $\phi$ associée a tous les volumes de contrôle du domaine.

$$\text{RESOR}M\phi = \Sigma\frac{|m_{ij}|}{m_{ij}} \qquad \text{(IV.20)}$$

RESORM est la somme des résidus de masse normalisés en valeur absolue. Pour les équations de mouvement, $F_{in}$ et $m_{in}$ sont respectivement le flux et le débit massique total a l`entrée. La solution convergera quand ces résidus se réduisent a une valeur inferieur a celle prescrite par SORMAX

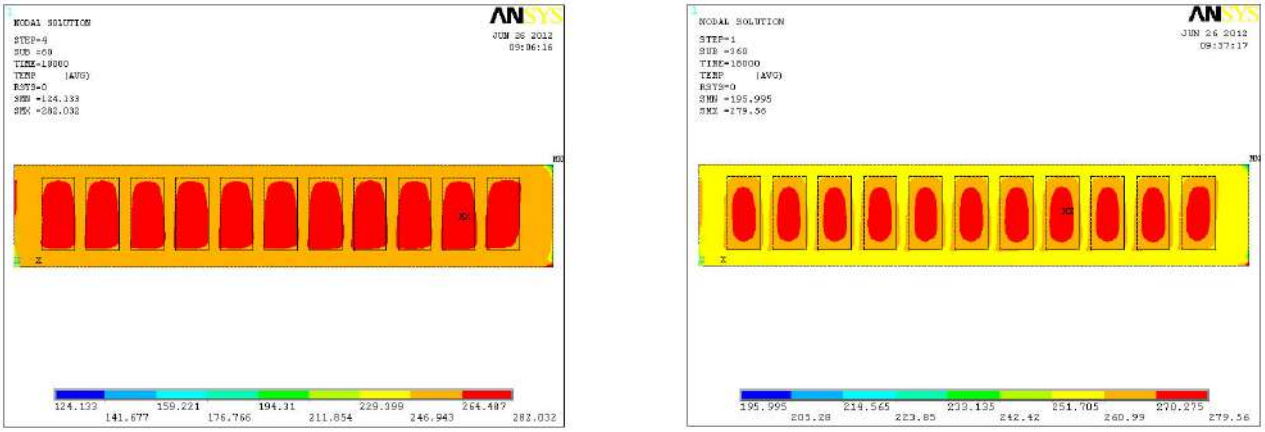
## IV.7 Résultats de calculs et interprétation

### IV.7.1 Les champs de température



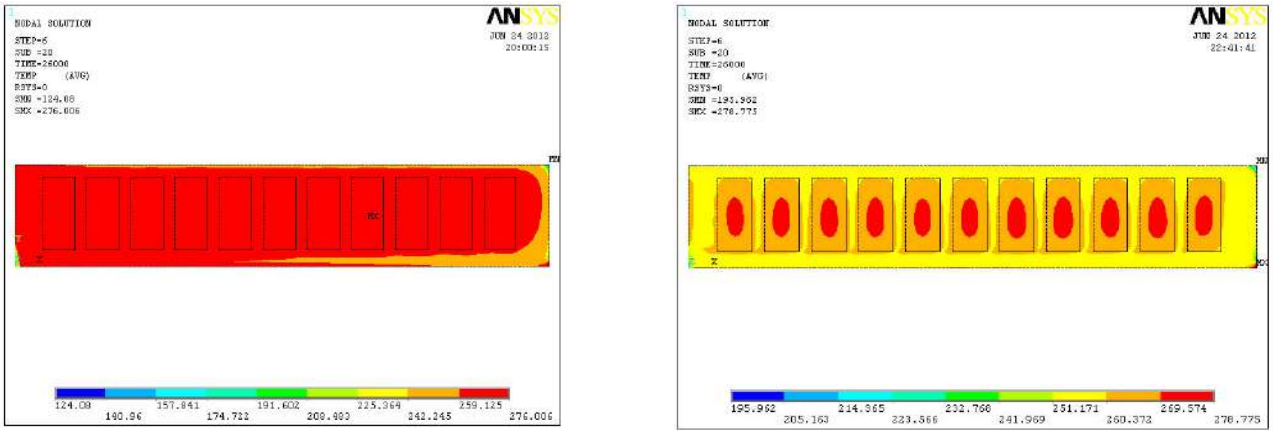

**(a)** **(b)**

**Figure (IV.5)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)



**(a)** **(b)**

**Figure (IV.6)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s



**(a)** **(b)**

**Figure (IV.7)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)

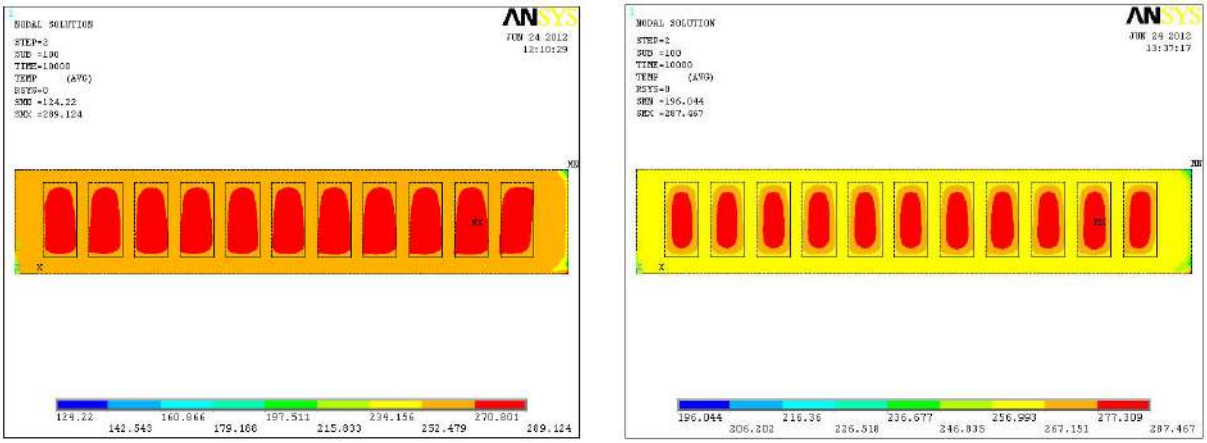
Les figures (**IV.5 IV.7**) montrent la distribution de la température en fonction du temps qui varie de 10000 a 26000s ainsi en fonction de la vitesse qu`elle varie de 6 a 12m/s.

En remarque bien que le refroidissement des caisses est plus rapide en augmentant la vitesse en effet, l`augmentation du débit d`air qui alimente la chambre. C`est du a la convection forcée qu`elle est considéré ici comme étant le modèle de transfert de chaleur la

plus dominante est en relation directe avec la vitesse du fluide qui en contacté avec le solide (refroidissement les parois des produits).

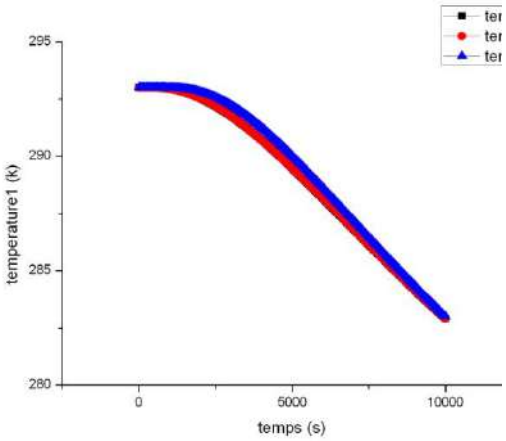
Cette l`augmentation n`est pas atteint au résultat souhaitable pour des temps réduits qu`elle est estimée de 255˚K, alors il est nécessite le temps jusqu`a température correspond a t=26000s.

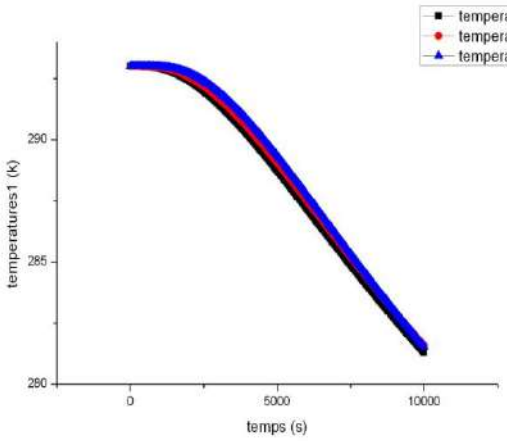
Mais l`augmentation du débit et du temps va résulter l`augmentation des frais de refroidissement, c`est pour sa on effet une optimisation entre les trois facteurs : la température de refroidissement, la vitesse et le temps pour obtenir la température avec le moindre cout. C`est pour cela on joue sur d`autres paramètres qui sont moins couteux et qui agissant sur la température direc

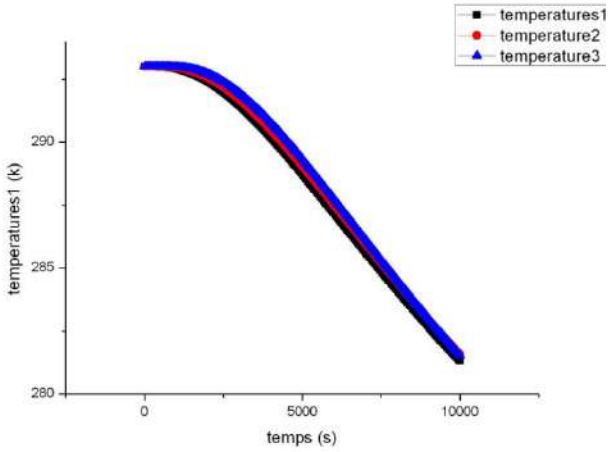


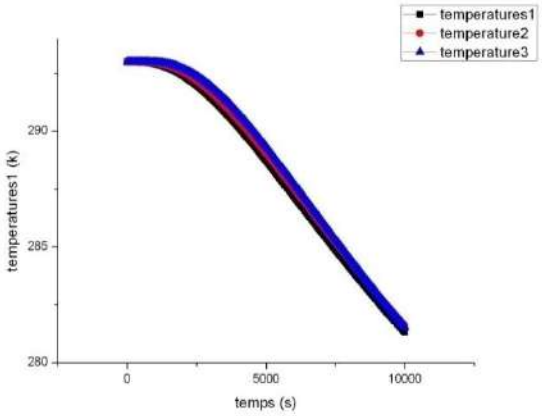

**(a)** **(b)**

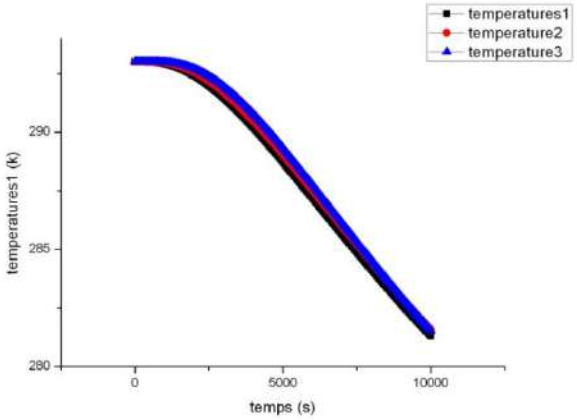
**Figure (IV.8)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)

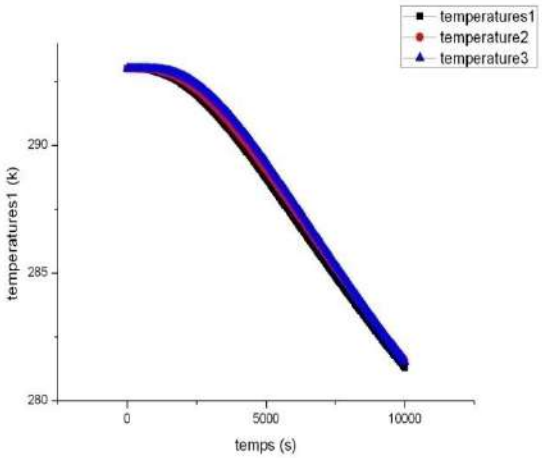

temperature1 (k)
temps (s)


temperatures1
temperature2
temperature3
temperatures1 (k)
temps (s)


temperatures1
temperature2
temperature3
temperatures1 (k)
temps (s)

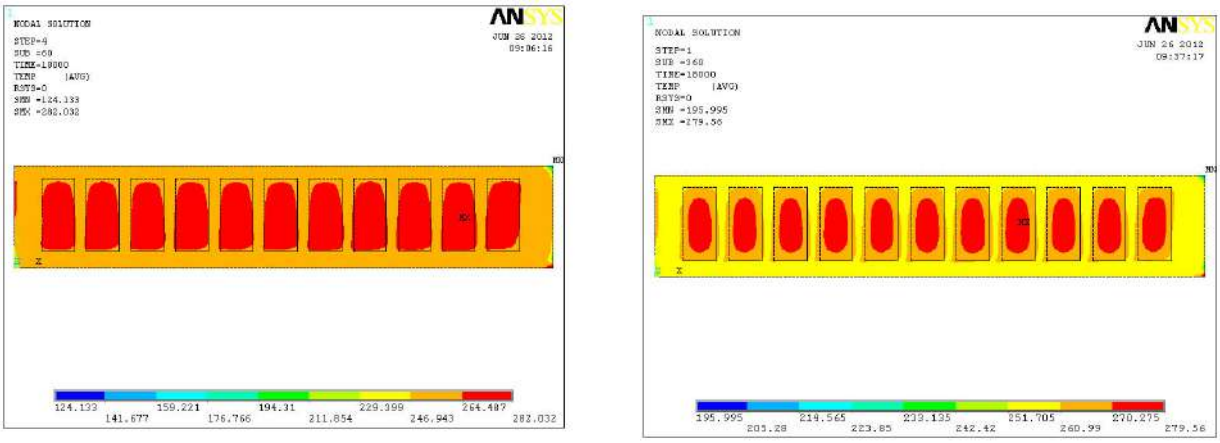

temperatures1
temperature2
temperature3
temperatures1 (k)
temps (s)


temperatures1
temperature2
temperature3
temperatures1 (k)
temps (s)


temperatures1
temperature2
temperature3
temperatures1 (k)
temps (s)

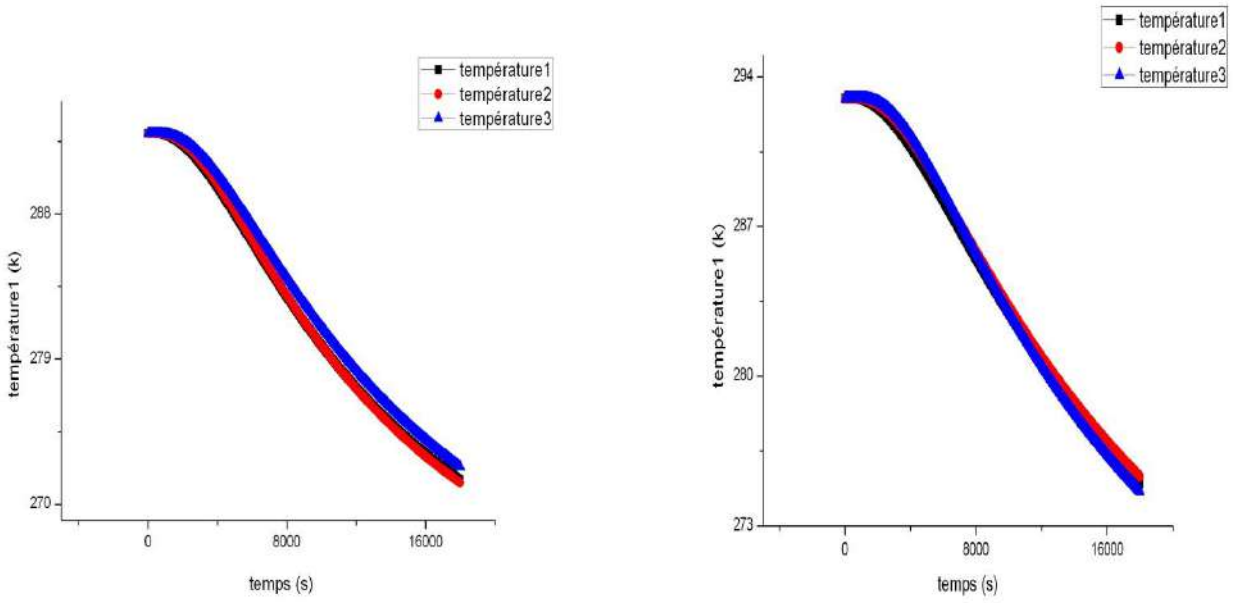
**(a)** **(b)**

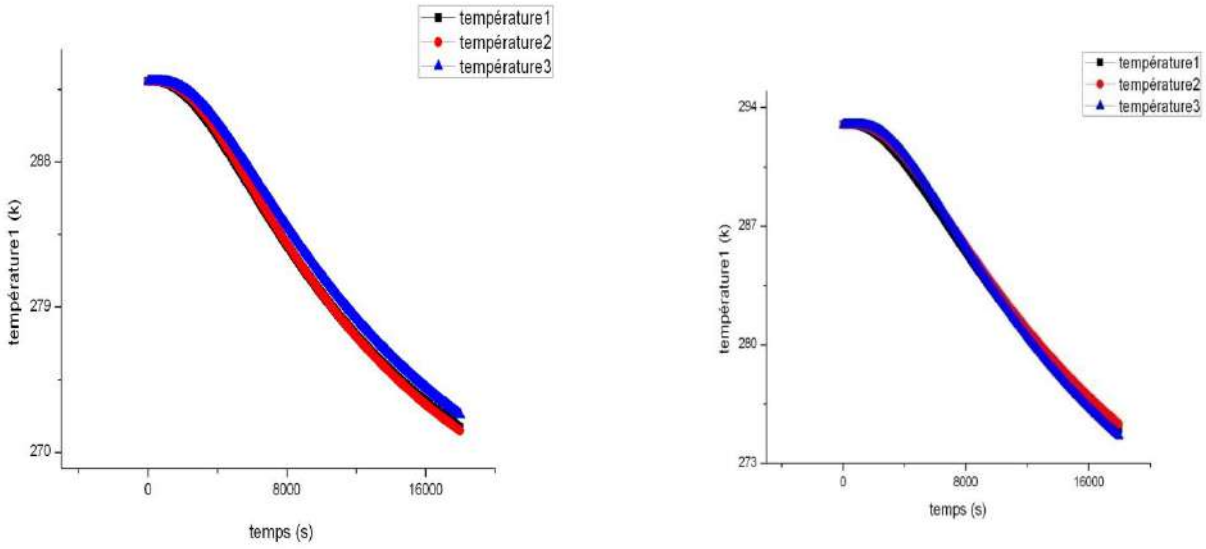
**Figure (IV.9**) les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)



**(a)** **(b)**

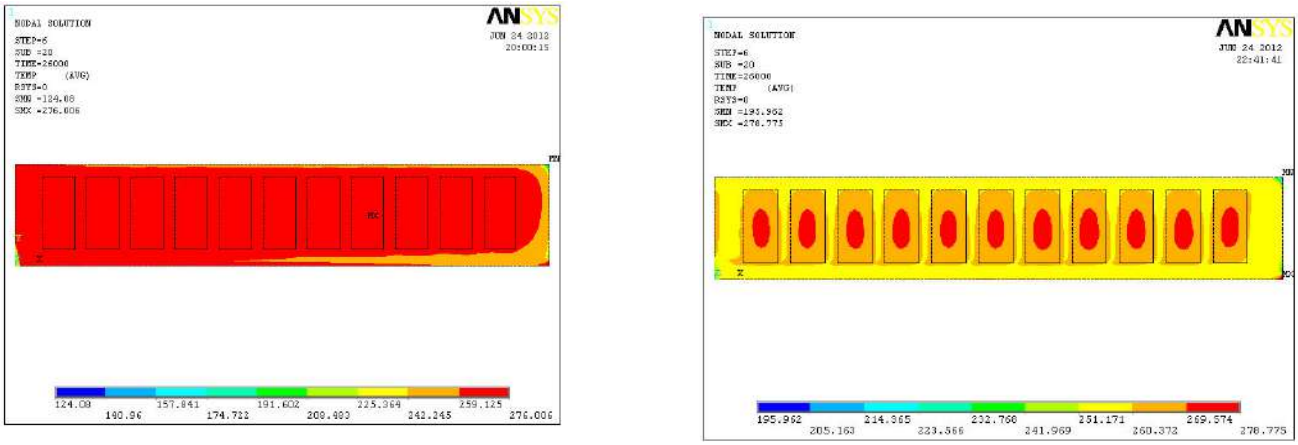
**Figure (IV.10)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s)





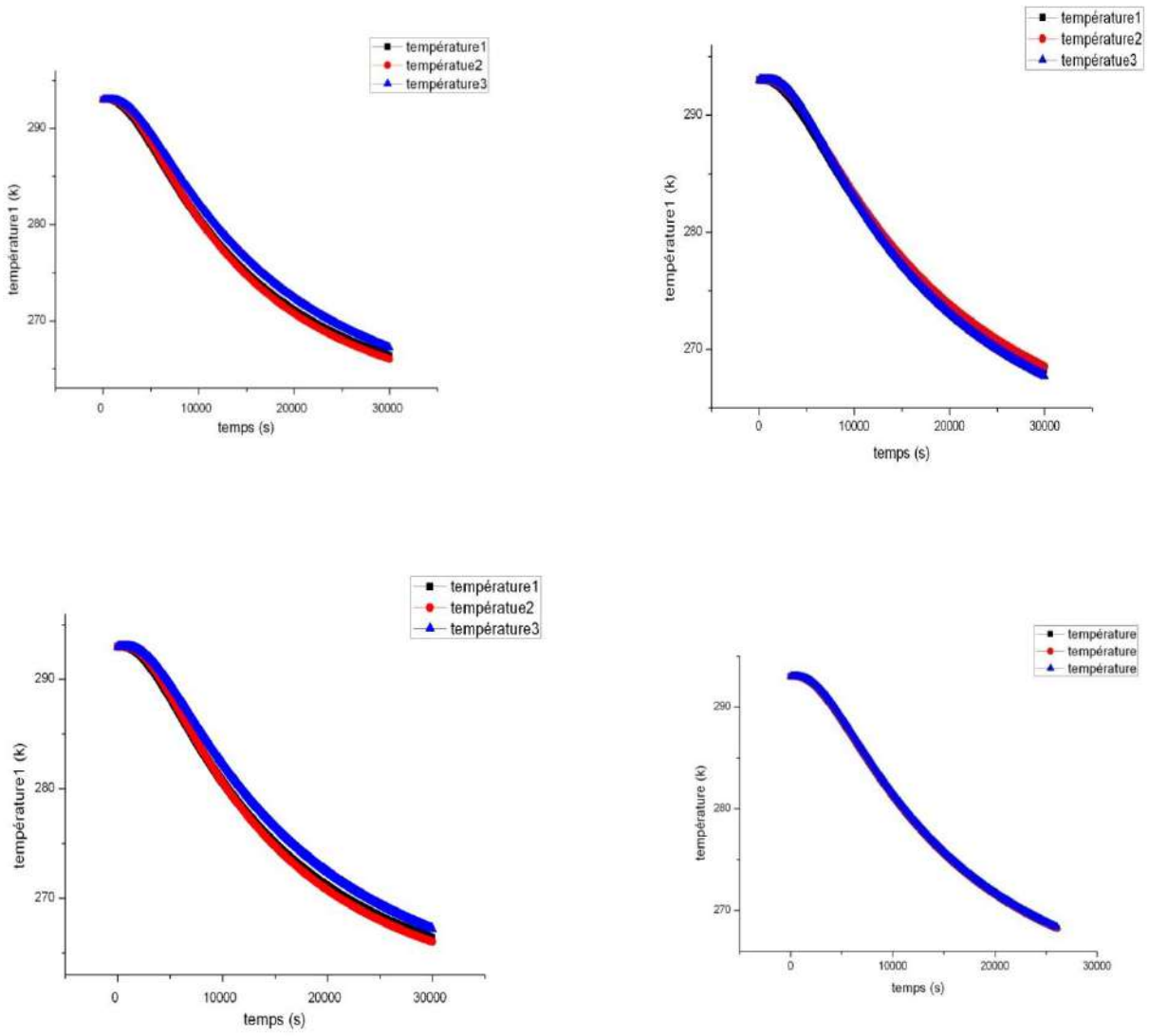

**(a)** **(b)**

**Figure (IV.11)** les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m**/s)**




**(a)** **(b)**

**Figure (IV.12)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)




**(a)** **(b)**

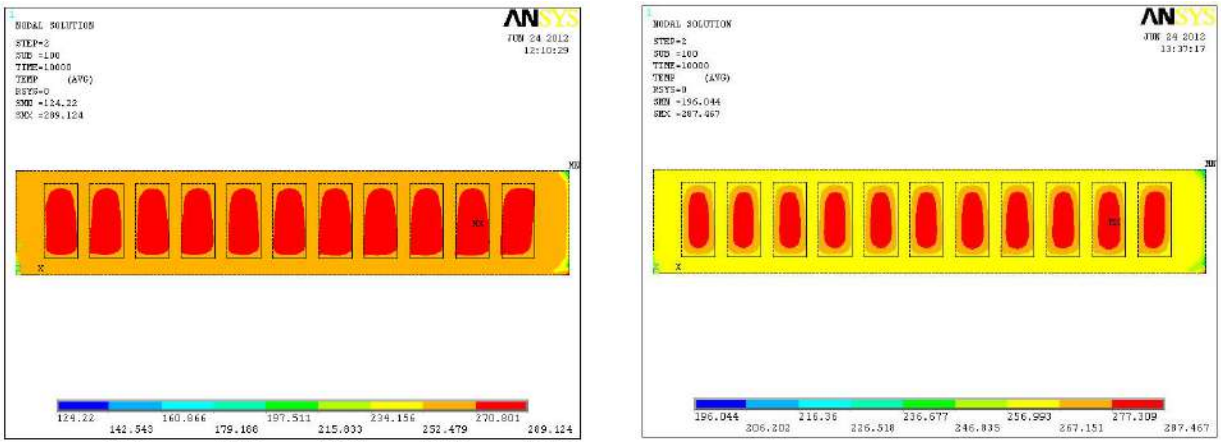
**(IV.13)** les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)

## L'interprétation

On constate qu'il y a un bon refroidissement et que les trois points prisent dans la même ligne. Ont une même trajectoire en particulier le 1$^{er}$ point dans la première case a le meilleur refroidissement, car il se situe plus proche de l'entrée de l'air froid, et que la température diminue de 292.5°K jusqu'à 280°K.

Quand la vitesse augmente, on résulte un bon refroidissement avec une longue durée.

Ce qui explique une surface d'échange grand



**(a)** **(b)**

**Figure (IV.11)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)

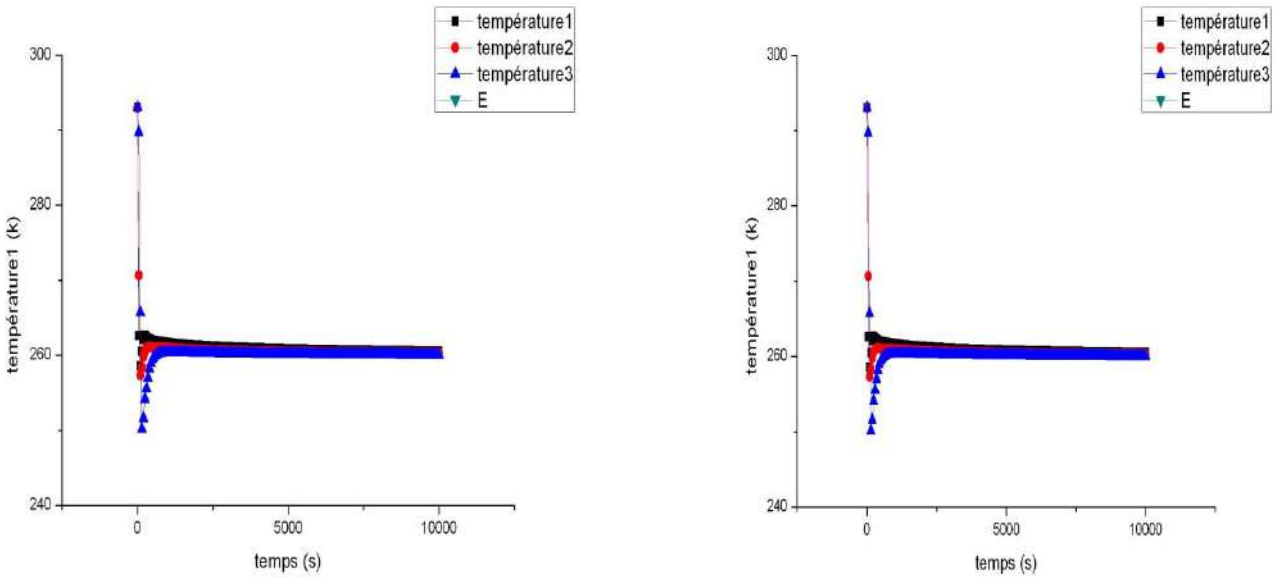


**Figure (IV.12)** les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)

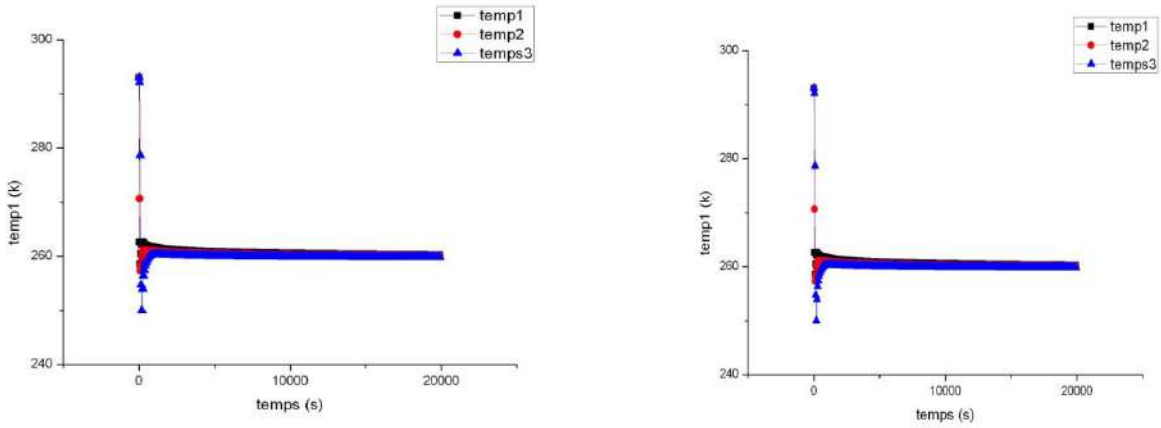
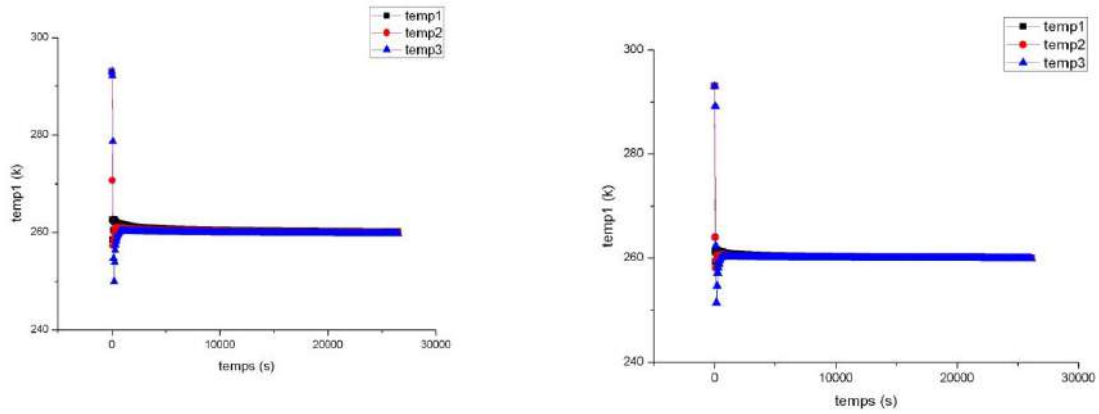



**Figure (IV.13)** les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m




**(a)** **(b)**

**Figure (IV.14)** les graphes Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)

## L'interprétation

A partir du graphe (VI [.12.13.14]) qui représente l`évolution de la température en fonction du temps, pour les trios points hors les cases.

IL est. Clair de cases graphes que l équilibre de température est rapidement atteint (pente de verticale) ensuite la température se maintient constante quand le temps est prolonge' jusqu`a 10000s.

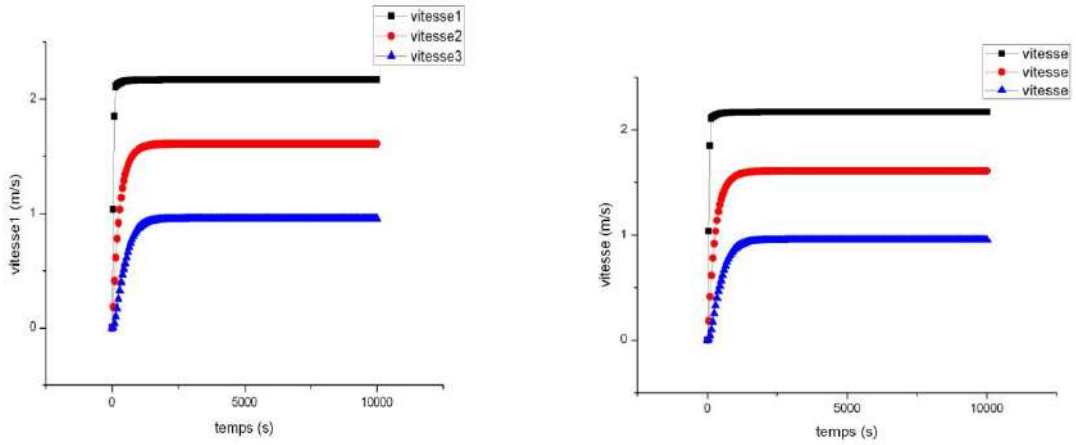
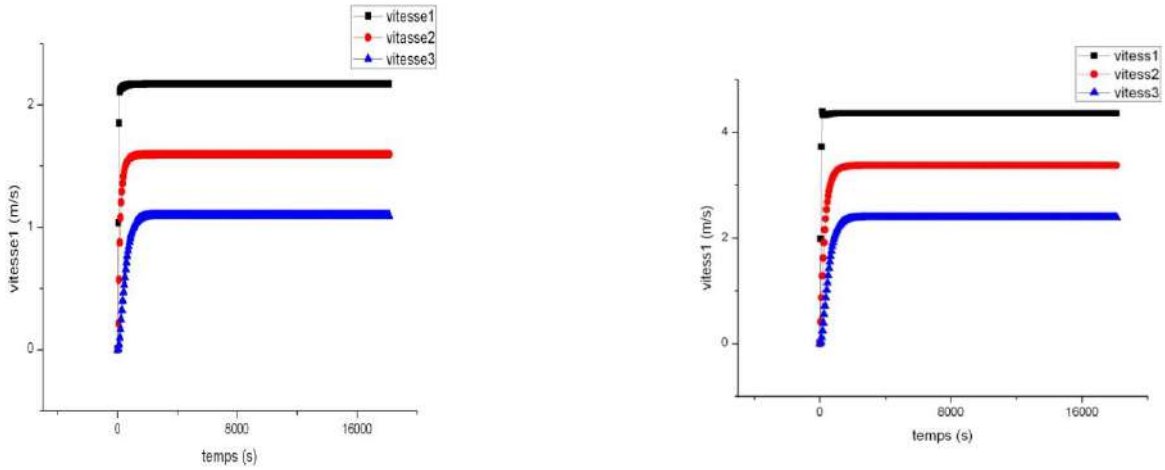
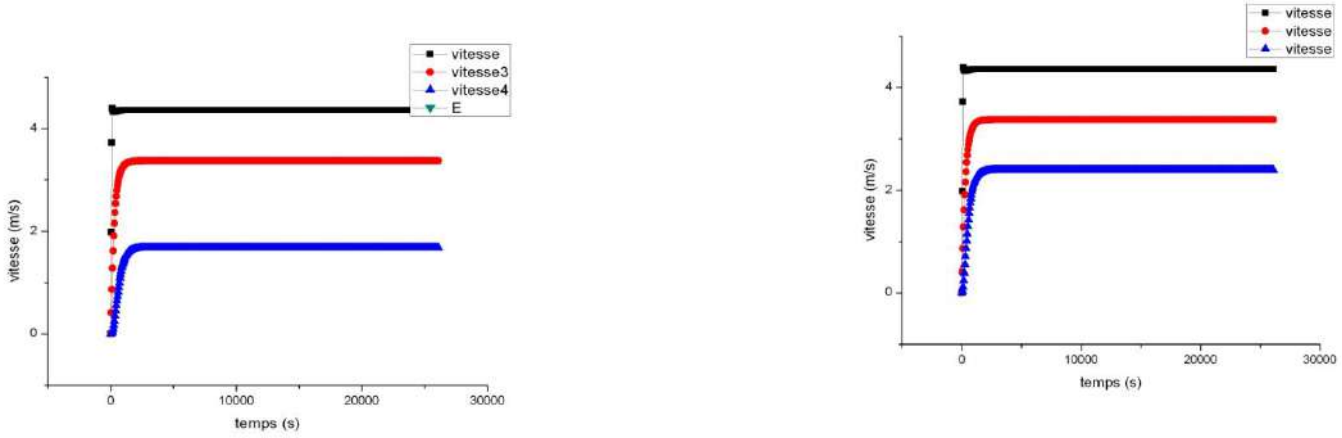



**Figure (IV.15)** les graphes Représentation spatiale de la variation de vitesse en fonction de temps a t=10000s (V=6, 12 m/s)




**(a)** **(b)**

**Figure (IV.16)** les graphes Représentation spatiale de la variation de vitesse en fonction de temps a t=18000s (V=6, 12 m/s)




**(a)** **(b)**

**Figure (IV.17)** les graphes Représentation spatiale de la variation de vitesse en fonction de temps a t=18000s (V=6, 12 m/s)

## L'interprétation

A partir du graphe (figure (VI[15. 16 .17]) où l`on a étudie l`évolution de temps pour une vitesse plus élevé' (6m/s), on constate que les températures d`équilibre entre les trois point sont nettement différente.

En effet, plus la vitesse d`écoulement augmente plus l`effet de turbulence est favorise' et en conclusion meilleur est l`échange de chaleur

## IV.I. Introduction

Dans ce chapitre les résultats obtenue par le calcule numérique soute discutée et interprétés. Pour résoudre un problème d'écoulement elliptique turbulent ; on a utilisé un logiciel de calcul qui traite des écoulements turbulents des fluides incompressible en régime transitoire.

Le principe de cette étape repose sur l'étude de l'influence de la vitesse d'attaque sur certains paramètres lies au problème de refroidissement du véhicule frigorifique.

Nous avons donc essayé d'applique le modèle mathématique pour le cas d'un écoulement dan véhicule frigorifique et par la suite comparer les profils de vitesse de l'énergie cinétique turbulente et les lignes de courant pour l'application du modèle K-$\varepsilon$.

Les résultats obtenus sur les profils de vitesse, de l'énergie turbulente ainsi que le champ de pression ont été réalisés à l'aide du logiciel ANSYS.

Le nombre d'itération adopté dans les essais est de plusieurs fois.

**INTRODUCTION à « ANSYS »**

ANSYS Inc., Cree en 1970 aux Etats -Unit, est. Les numéros un médial des logiciens de Modélisation et simulation. Depuis, son objectif est de développer et de former des logiciels de simulation en mécanique des structures, mécanique des fluides, électromagnétique et explicit (très grande vitesse et très grandes déformations). Pour mener notre étude par modélisation numérique, on a utilise le logiciel numérique ANSYS, qui est l'un des codes de calcul, basé sur la méthode d'éléments finis.

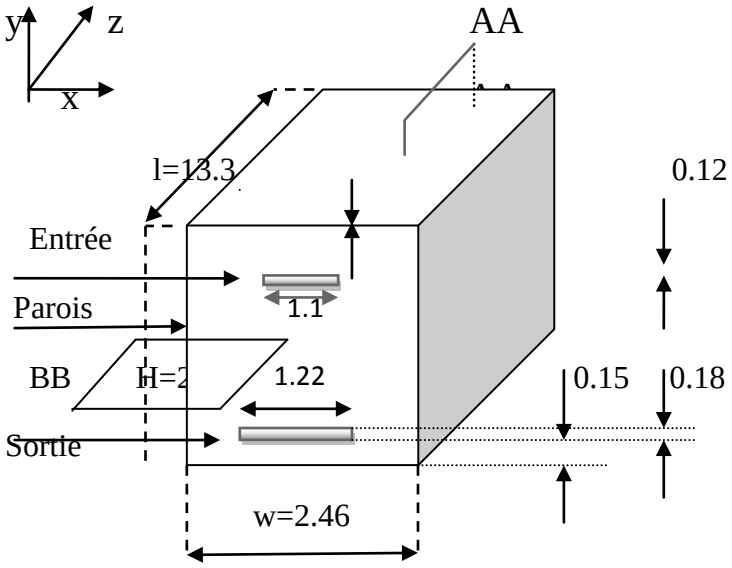
Le logicielle « ANSYS » comprend composantes telles que : ANSYS/Professionnel, ANSYS / Multiphasiques, ANSYS/ Structural….etc. Chaque composante est destinée à l'un des domaines d'ingénierie, et son choix met automatiquement à la disposition de l'utilisateur les processus adéquats (type d'élément, conditions aux limites, tracés,…etc.). Dans notre analyse, on a utilisé les modules structural et thermal dans ANSYS/ Multiphasique, qui permet de traiter la majorité des problèmes de mécanique et des transferts de chaleur.

Il offre des outils puissants pour l'analyse en deux et trois dimensions, On trouve dans le manuel d'aide de « ANSYS ». Toutes les instructions qui permettent son exploitation à Toutes les instructions qui permettent son exploitation à travers son interface utilisateur graphique "Graphita User Interface" ainsi que toute la documentation nécessaire.

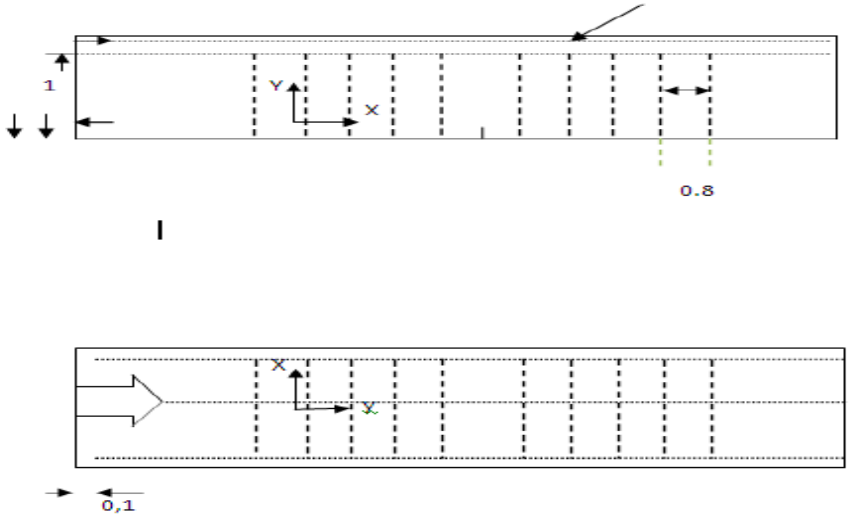
De nombreux processus de calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique.

De calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique. Par exemple, dans le pré-processus générale "Préprocesseur ", on construit le modèle, le processus "Solution " dans lequel on applique les Conditions initiales et aux limites. Le processus "Post Processor " permet d'exploiter les résultats obtenus de différentes manières (courbes, tableaux …etc.).

## IV.2 description du domaine d`application:




**Figure(IV.1) : dimension de la caisse**




**FIGURE(IV.2) CHARGEMENT DES CAISSE**

Le chargement de la caisse est constitue' de deux rangées de 16 parallélépipèdes leur dimension est de $1{,}8'0{,}8'2m$, ils sont espacés de 0,02m et disposés sur des cales de 0,1 de hauteur, les espaces latéraux sont de 0,02m (figure IV.2). Les perforations se repartissent sur les six faces de chaque palette et représente 15% de surface libre a l`écoulement.

## IV.3 Traitement des valeurs aux frontières

Précisons d`abord qu`il ne s`agit pas ici de la formulation des conditions aux limites qui fera l`objet de ce qui suit. Nous considérons seulement le traitement des équations discrètes au voisinage des frontières.

La nécessité' de tels traitements provient du fait que l`algorithme de résolution des équations écrites aux nœuds prés des frontières est différent de celui des équations écrites aux autres nœuds loin des frontières a cause de l`intervention des conditions aux limites. Cependant, il est souhaitable d`utiliser le même algorithme pour tous les nœuds internes, du point de vue de la programmation.

Pour mieux comprendre la méthodologie, nous récrivons (II.7) sous la forme :

$$[A_E + A_W + A_N + A_S - A_P]\emptyset_{i,j} = A_E\emptyset_{i+1,j} + A_W\emptyset_{i-1,j} + A_N\emptyset_{i,j+1} + Sc \qquad \textbf{(IV.1)}$$

On note ici que les vitesses d`écoulement aux frontières sont nulles dans la direction normale. Trois sortes de traitement sont utilisées. Ils peuvent être illustrés en prenant comme exemple l`équation (IV.1) aux nœuds sur la ligne j=NJ-1 (figure3.1), o`u les lignes pointillées représentent les frontières du domaine de calcul.

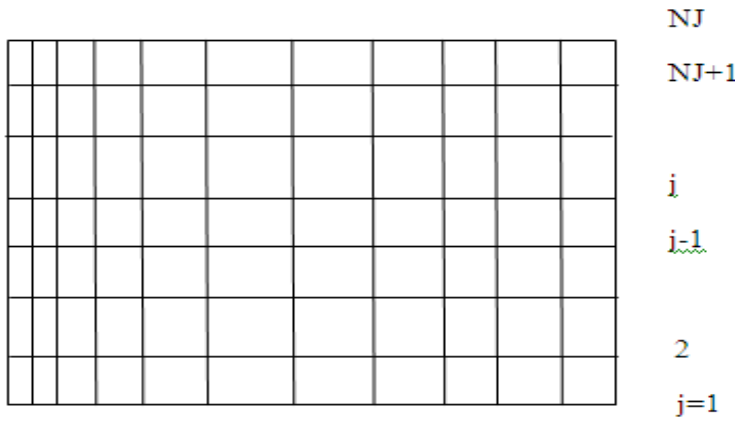



**Figure (VI.3) : maillage de domaine de calcul**

- Première condition aux limites$\emptyset_{i,NJ} = f_i$ o'u $f_i$ est une fonction donnee.dans ce cas l`équation (3.1) peut être écrite :

$$[A_E + A_W + 0 + A_S - (S_P - A_N)]\emptyset_{i,j} = A_W\emptyset_{i-1,j} + 0\emptyset_{i,j+1} + A_S\emptyset_{i,j-1} + (S_C + A_N f_i) \quad \textbf{(IV.2)}$$

- Deuxième condition aux limites. Cette condition implique que $\emptyset_{i,NJ} = \emptyset_{i,NJ-1}$ et il en resulte que :

$$[A_E + A_W + 0 + A_S - S_P]\emptyset_{i,j} = A_W\emptyset_{i-1,j} + 0\emptyset_{i,j+1} + A_S\emptyset_{i,j-1} + S_C \quad \textbf{(IV.3)}$$

2. $3^{eme}$ condition aux limites $\emptyset_{i,NJ-1} = f_i$ 9comme c`est le cas de l`équation $\varepsilon$). En choisissant un tres grand nombre, $10^{30}$ par exemple, pour que tous les termes soient negligeable devant lui, on a :

$$[A_E + A_W + A_N + A_S + 10^{30}]\emptyset_{i,j} = A_W\emptyset_{i-1,j} + A_N\emptyset_{i,j+1} + A_S\emptyset_{i,j-1} + 10 \quad \textbf{(IV.4)}$$

Ces étapes montrent qu`en modifiant proprement des coefficients ou les termes source s, les conditions aux limites peuvent être inclues da l`équation en question qui peut en même temps garder la même forme que les équations intérieurs loin des frontières. Cela rend possible l`utilisation du même schéma de résolution.

## IV.4 conditions aux limites

Outre les modèles de turbulence et les schémas de discrétisation des conditions aux limites constitue un autre facteur important dont dépend étroitement l`issue du calcul.

La formulation des conditions aux limites se révèle souvent très épineuse du fait que les données expérimentales nécessaires ne sont pas toujours disponibles surtout en ce qui concerne les grandeurs turbulentes. Or l`évaluation des performances des modèles de turbulence qui reste une préoccupation majeure a l`heure actuelle, exige que les résultats du calcul soient les moins possibles contaminés par les sources d`erreur autre que les modèles notamment les conditions aux limites.

### IV.4.1 Section de sortie

On ne connait pas d`habitude les conditions a l`aval. Les informations expérimentales détaillées y sont très rares. Nous nous contenons d`adopter la pratique courante qui consiste a imposer condition écoulement établi :

$P$=0 **(IV.5)**

Pour que éviter que les résultats dans la zone qui nous intéresse ne soient influencés par les conditions aval nous utilisons un domaine de calcul beaucoup plus long que le domaine expérimentale.

### IV. 4.2 section d`entrée

Dans la section d`entrée de la conduite, les profils de vitesse initiaux sont considérés comme uniformes.

Les conditions aux limites sont prises comme suit :

T=**20** **(IV.6)**

V=11.**5** **(IV.7)**

1. Ecoulement libre :

$$K_a = 6.4.10^{-5} U_{in}^2 \quad \textbf{(IV.8)}$$

$$\varepsilon_a = \frac{K_{in}^{1.5}}{1.1.10^{-2}\, D} \quad \textbf{(IV.9)}$$

2. Ecoulement confinés [13] :

$$K_a = K_{exp}\,(\text{Expérimentale}) \quad \textbf{(IV.10)}$$

$$\varepsilon_a = \frac{\mu_t}{\rho}\left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2 \quad \textbf{(IV.11)}$$

## IV.4.3 paroi de la conduite

La nécessité d`un traitement spécial des conditions a la paroi solide provient du fait qu'une part, très souvent au voisinage immédiat de celle-ci, dans la couche interne, il y` a de très forts gradients. Donc pour obtenir une solution avec précisons suffisante le maillage y être fin, ce qui augmenterait considérablement le cout du calcul, et que, d`autre part, les modèles de turbulence qui sont tous valable a grand nombre de Reynolds, ne s`appliquent pas dans la zone pariétale ou les effets visqueux ne sont pas négligeables. Pour tenir compte de cet effet pariétale, de nombreuses solutions ont été proposées dont les plus importantes sont résumées par LAUNDER dans $\ll 1980-1981$ the standford conference on complex Turbulent flows » [21]. Ces différentes méthodes peuvent globalement être classées en deux catégories : les schémas à petit nombre de Reynolds et les fonctions de parois. Les premières, qui incorporent directement les effets visqueux dans les modèles de turbulence et permettent ainsi d`intégrer les équations elliptiques car elles entrainent souvent un processus de résolution extrêmement long comme le constate CHIENG et LAUNDER [4]. Les fonctions de paroi sont utilisées dans ce code.

**Tableau IV.1 :Les propriétés thermiques de viande à différent température**

| Température $c°$ | Densité $[Kg/m3]$ | Conductivité thermique [W/m°C] | chaleur spécifique [kJ/kg°C] |
|---|---|---|---|
| 0 | 320 | 0.10 | 3.20 |
| 25 | 322 | 0.15 | 3.35 |
| 50 | 337 | 0.30 | 3.57 |
| 80 | 348 | 0.50 | 3.78 |
| 110 | 351 | 0.62 | 3.92 |
| 130 | 354 | 0.83 | 3.98 |
| 160 | 360 | 0.96 | 4.12 |

**Tableau IV.2:Les propriétés thermiques d'acier à différent température**

| Température $c°$ | Densité $[Kg/m3]$ | Conductivité thermique [W/m°C] | chaleur spécifique [kJ/kg°C] |
|---|---|---|---|
| 0 | 7801 | 6.18 | 0.135 |
| 25 | 7780 | 14.92 | 0.456 |
| 50 | 7788 | 15.23 | 0.463 |
| 80 | 7795 | 15.61 | 0.470 |
| 110 | 7805 | 15.89 | 0.477 |
| 130 | 7825 | 15.92 | 0.481 |
| 160 | 7830 | 16.63 | 0.487 |

**Tableau IV.3:Les propriétés thermiques de l`air à différent température**

| Température $c°$ | Densité $[Kg/m3]$ | Conductivite thermique [W/m°C] | chaleur spécifique [kJ/kg .C°] | **Viscosité dynamique $1o^{-6}$ pas** |
|---|---|---|---|---|
| 0 | 7801 | 0.02313 | 1000 | 17.19 |
| 25 | 7780 | 0.02560 | 1002 | 18.12 |
| 50 | 7788 | 0.02750 | 1005 | 19.26 |
| 80 | 7795 | 0.03125 | 1006 | 20.80 |
| 110 | 7805 | 0.03317 | 1012 | 21.56 |
| 130 | 7825 | 0.03508 | 1020 | 22.76 |
| 160 | 7830 | 0.03801 | 1050 | 23.36 |

### IV.4.4.1 lois de paroi standard

Ces lois sont bien connues et s`écrivent :

$$\frac{U_P}{U_\tau} = \frac{1}{\gamma} IN(EY_P^+) \quad \textbf{(IV.12)}$$

$$\frac{U_P}{U_\tau} = \frac{1}{C_\mu^{1/2}} \quad \textbf{(IV.13)}$$

$$\varepsilon_P = \frac{U_\tau^3}{aY_P} \quad \textbf{(IV.14)}$$

**O`u :**

$U_\tau = \left(\frac{\tau_w}{P}\right)^{1/2}$, $\tau_w$ étant le frottement a la paroi**:**

$\alpha = 0.41, E = 9.0$ *et* $Y_P^+ = \frac{U_\varepsilon Y_P}{v}$**.**

Ces équations sont écrites au point P qui est suppose' suffisamment loin de les parois

(Figure IV.3).

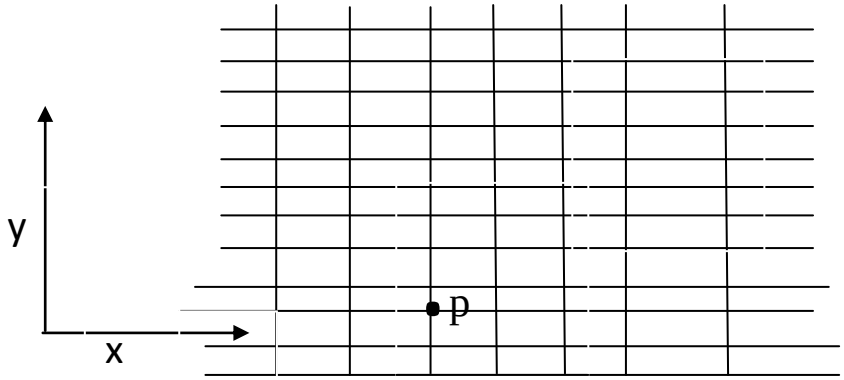



**Figure. IV.5 maillage pré de la paroi**

## IV.5 sous relaxation :

Le procédé de résolution itérative consiste à modifier successivement les valeurs de $\phi$ de la matière à approcher la solution correcte. L`expression numérique montre que, dans les calculs de problèmes complexes, le changement trop rapide des valeurs de $\phi$ d`un tour a l`autre risque de provoquer des instabilités numérique. Par conséquent, pour minimiser les risques de divergence, il est toujours souhaitable d`amortir l`amplitude de ces changements en utilisant les techniques de sous relaxation reflétée dans la formule suivante :

$$\phi_p^n = \phi_p^{n-1} + \alpha \boldsymbol{\phi_p^n} \qquad \textbf{(IV.15)}$$

L`indice supérieur n désigne l`énième itération, $\alpha$ est le facteur de sous relaxation dont la valeur variee entre 0 et 1, et $\Delta\phi_p^n$ represente l`increment de $\phi_p$ entre deux iterations voisine n-1 et n pour faciliter la programmation, la relation (IV.15) est incluse dans le processus de resolution des équations. A cet effet, l`équation (IV.1) est réécrite :

$$\phi_p^n = \phi_p^{n-1} + \left(\frac{\boldsymbol{\Sigma A_i \phi_i^n}}{\boldsymbol{A_p}} - \boldsymbol{\phi_p^{n-1}}\right) \qquad \textbf{(IV.16)}$$

Où les termes entre parenthèse peuvent être interprétés comme le changement de $\phi_p$ entre l`iteration (n-1) et l`iteration (n) d`apres la formule (II.18), nous pouvons introduire directement la forme de sous relaxation de l`equation (II.19).

Soit :

$$\phi_p^n = \phi_p^{n-1} - \alpha\left(\frac{\Sigma A_i \phi_i^n + S_{\phi c}\, d\Omega}{A_p} - \boldsymbol{\phi_p^{n-1}}\right) \qquad \textbf{(IV.17)}$$

Cette équation peut être réécrite sous la forme :

$$\frac{A_p}{\alpha}\phi_p^n = \Sigma A_i \phi_i^n + S_{\phi c}\, d\Omega + \frac{(1-\alpha)}{\alpha} A_p \boldsymbol{\phi_p^{n-1}} \qquad \textbf{(IV.18)}$$

Ainsi, il est montrée que la sous relaxation peut être incluse automatiquement dans le système d`équation en modifiant seulement le coefficient central $A_p$ et le terme source. En plus on diminue la valeur de $\alpha$. Nous avons utilise' la valeur de 0.3~0.5 qui conduisent a la convergence.

## IV.6 Critère de convergence

Le critère de convergence de la résolution itérative est base' sur les résidus absolus normalisés des équations à résoudre. Ils sont définis comme suit :

$$\text{RESOR}M\phi = \Sigma \frac{\left(\Sigma A_i \phi_i^n - A_p \phi_p\right)}{F_{in\phi}} \qquad (\phi = U, V, K\ et\ \varepsilon). \qquad \textbf{(IV.19)}$$

RESOR$M\phi$ est la somme des résidus normalisés en valeur absolues de l`équation pour $\phi$ associée a tous les volumes de contrôle du domaine.

$$\text{RESOR}M\phi = \Sigma \frac{|\mathbf{m_{ij}}|}{\mathbf{m_{ij}}} \qquad \textbf{(IV.20)}$$

RESORM est la somme des résidus de masse normalisés en valeur absolue. Pour les équations de mouvement, $F_{in}$ et $m_{in}$ sont respectivement le flux et le débit massique total a l`entrée. La solution convergera quand ces résidus se réduisent a une valeur inferieur a celle prescrite par SORMAX

## IV.7 Résultats de calculs et interprétation

### IV.7.1 Les champs de température

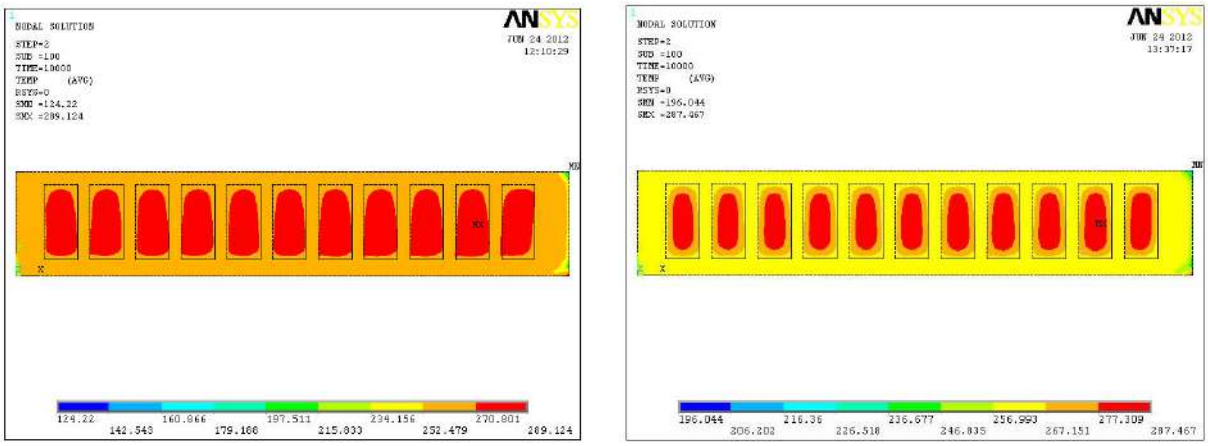



**Figure (IV.7)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=10000s (V=6, 12 m/s)

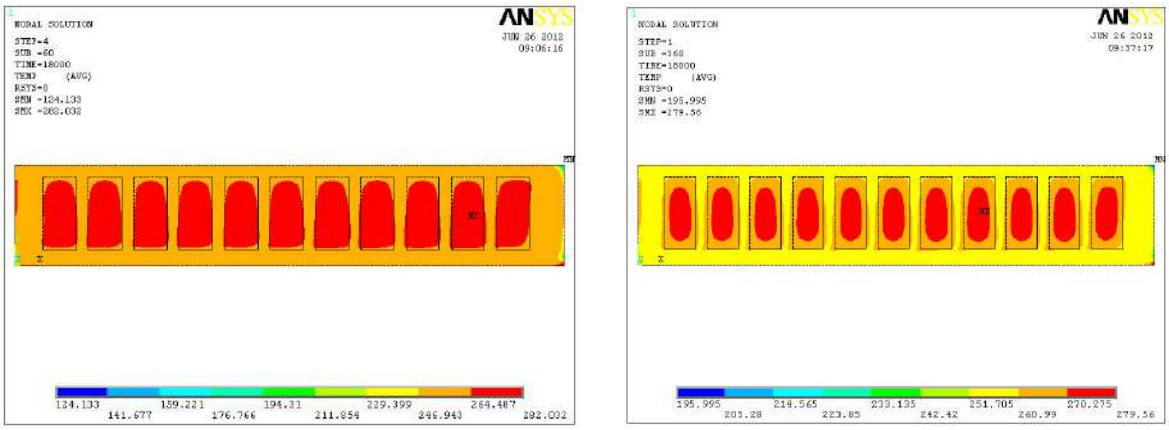



**Figure (IV.8)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=18000s (V=6, 12 m/s)

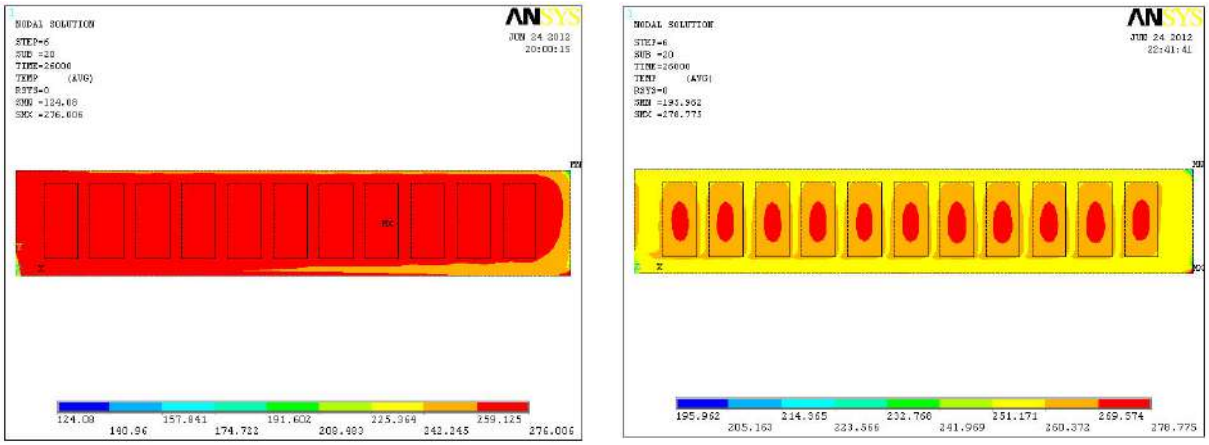



**Figure (IV.9)** Représentation spatiale de la variation de température pour différentes vitesse d`entrée a t=26000s (V=6, 12 m/s)

Les figures (**IV.7 a IV.9**) montrent la distribution de la température en fonction du temps qui varie de 10000 a 26000s ainsi en fonction de la vitesse qu`elle varie de 6 a 12m/s.

En remarque bien que le refroidissement des caisses est plus rapide en augmentant la vitesse en effet, l`augmentation du débit d`air qui alimente la chambre. C`est du a la convection forcée qu`elle est considéré ici comme étant le modèle de transfert de chaleur la plus dominante est en relation directe avec la vitesse du fluide qui en contacté avec le solide (refroidissement les parois des produits).

Cette l`augmentation n`est pas atteint au résultat souhaitable pour des temps réduits qu`elle est estimée de 255˚K, alors il est nécessite le temps jusqu`a température correspond a t=26000s.

Mais l`augmentation du débit et du temps va résulter l`augmentation des frais de refroidissement, c`est pour sa on effet une optimisation entre les trois facteurs : la température de refroidissement, la vitesse et le temps pour obtenir la température avec le moindre cout. C`est pour cela on joue sur d`autres paramètres qui sont moins couteux et qui agissant sur la température directe

## IV.8 Représentation spatiale de la variation de vitesse

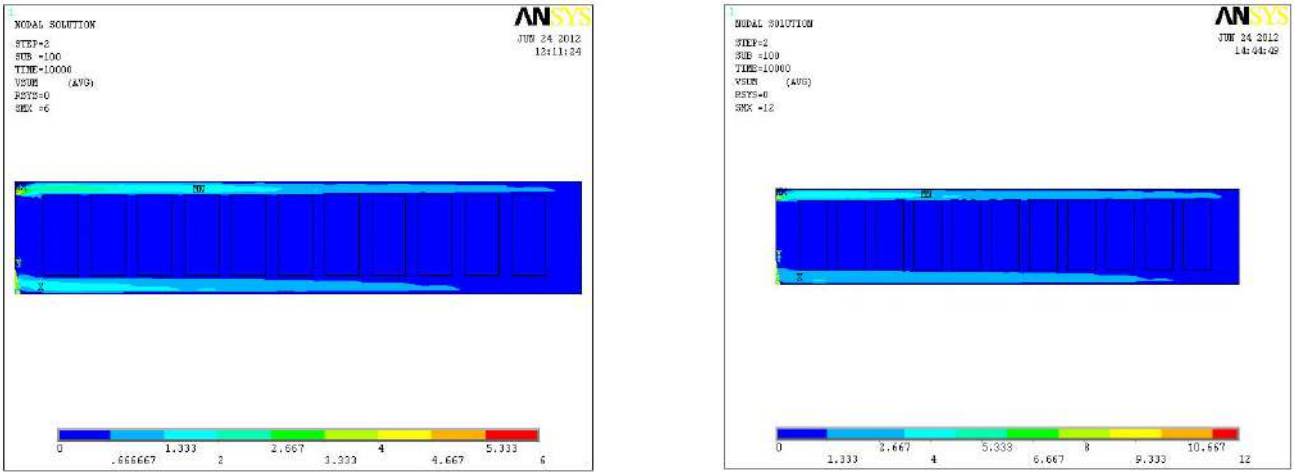



**Figure (IV.10) Représentation spatiale de la variation de la vitesse en fonction de la distance a t=10000s (V=6, 12 m /s)**

Tapez une équation ici.

# Conclusion generale

# Bibliographies


[1] P. V. Nielsen, prediction of temperature and air velocity distribution in an air conditioned room, 2nd symposium on the use of computers for environmental engineering related to buildings, (June 13-15 1974 Paris, France).

[2] H. B. Awbi, application of computational fluid dynamics in room ventilation, buildings and environment, 24-1 (1989) 73-84.

[3] H. W. Wang and S. toober , simple non-steady state modelling of a refrigerated room accounting for air flow and temperature distribution, I.I.F-I.I.R- commissions B1, B2, C2, D1, D2/3, 1 1988 wageningen, the Netherlands).

[4] M. mariotti, G. rech, and P. romagnoni, numerical study of refrigeration, II (August 20-25 1995 the hagues, the Netherlands).

[5] H.L. choi, L. D. Albright, M.B. Timmons, and Z. war haft, an application of the k-epsilon turbulence model to predict air distribution in slot ventilated enclosure, transactions of the ASAE, 31-6 (1988) 1804-1814.

[6] P. bushman, j. riberion, and J.R. Millet, Numerical prediction of air flow patterns in large enclosures with supplied air jet system, ROOMVENT'94, air distribution in rooms, fourth international conference, 1 (15.17/06/94 1994 Krakow POL).

[7] B. Bjerg, K. Svidt, G. Zhang, S. Morsing, and J. O. Johnson, Modelling of air inlets in CFD prediction of air flow in ventilated animal houses, computer and electronics in agriculture, 34-(2002)223-235.

[8] J. Moureh, N. Menia, and D. flick, Numerical and experimental study of air flow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets, computer and electronics in agriculture, 34-(2002) 25-42.

[9] production de froid (cours de chauffage et climatisation de $4^{eme}$ génie mécanique), université docteur yahia farés de Médéa.

[10] discrétisation d`un camion isotherme (www.fourgons-laberge.com).

[11] mémoire (écoulement d`air autour d`un cylindre circulaire), université docteur yahia farés de Médéa.

[12] M. RAHNEMA, M. YAGHOUBI and A. SABZERVARI (1996), << Turbulent wind flow patterns and pressure fields across a tall building>>, Mechanical Engineering Department, shiraz Iran Mechanical Engineering university of Puetro Rico,Mayaguez Puetro Rico.

[13] KIANK.(1981), << Jet confinés dans un divergent >>, thèse de docteur ingénieur de l`université scientifique et Médicale et l`institut national polytechnique de Grenoble.

[14] KIANK.(1981), << Jet confinés dans un divergent >>, thèse de docteur ingénieur de l`université scientifique et Médicale et l`institut national polytechnique de Grenoble.

[15] ROM W. (1985), <<turbulence modelling for incompressible flows >>, A report on the EUROPECH 180 colloquium >>, University of Karlsruhe, June 1984.

[16] DAMOU Merzek (1996), <<simulation numérique de jets confinés turbulents avec recirculation a l`aide de 2 modèles de turbulence >>, 1er colloque sur les moteurs et l`énergétique (COME`96), Blida 14, 15 et 16 janvier 1996.

[17] P. J. Rapin, P. J ACQUARD (installation frigorifique).

[18] plate forme TTE-C.E.S.I.R.E,- universite Joseph Fourier-Grenoble.

Manuel de thermique, B. EYGLUNET, HERMES (1997).

Ecole polytechnique, Fédérale de Lausanne. Prof ; H. Hofmann.

[19] les méthodes de résolution des systèmes algébriques(DTMA).

[20] JIUNG Zhu (1986), << calcul des jets turbulent confinés avec recirculation >>, thèse de doctorat de l`institut National Polytechnique de Grenoble.

[21] F. DOURST, B. E. LAUNDER, F. W. SCHMIDT, J. H. WHITELAW, << Turbulent hear flows>> the first international symposium on turbulent shear flows.

[22] Etude numérique et expérimentales comparatives du jet plan anisothermique en régime de convection mixte favorable (A. Benkhelifa, L. Tomas, J. Robert et F. Penot).

Rev. Energ. Ren :$11^{eme}$ journées international des thermique(2003) 119-126.

[23] Thèse magistère (simulation numérique d`un écoulement turbulent par le modèle RSM).